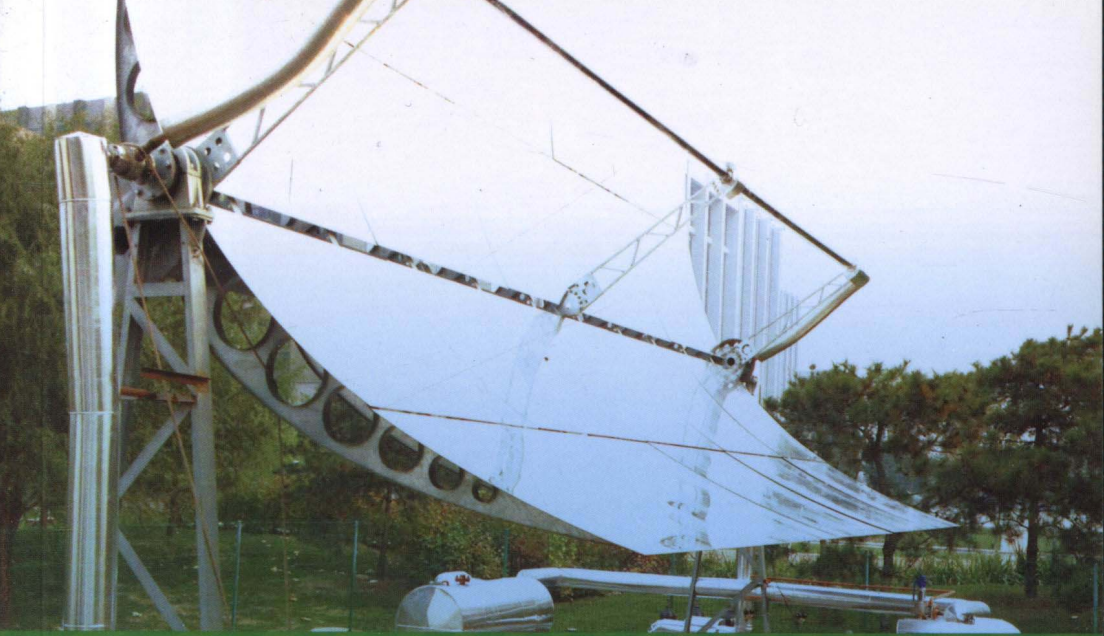
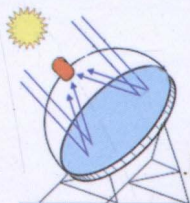
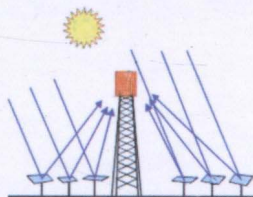
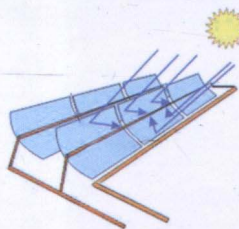




太阳能 热发电站

宋记锋 丁树娟 编著

机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS



太阳能热发电站

宋记锋 丁树娟 编著



机械工业出版社

本书以太阳能热发电站设计、运行为主线,依次讲述太阳轨迹计算、太阳辐射能、传热学基础、槽式热发电站、塔式热发电站、碟式热发电站,涉及光热电站的原理介绍、结构设计、聚光、集热、换热、蓄热等模块的参数描述。本书中理论与实际工程应用相结合,注重横向比较,给出了比较详细的电站设计参数,便于教师组织教学和学生连贯、系统的学习。本书可供太阳能发电专业方向的学生使用,以及作为电力设计院、电力研究院人员的参考用书。

图书在版编目(CIP)数据

太阳能热发电站/宋记锋,丁树娟编著. —北京:
机械工业出版社, 2012. 10
ISBN 978-7-111-39898-1

I. ①太… II. ①宋…②丁… III. ①太阳能发电—
电站 IV. ①TM615

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2012)第 231138 号

机械工业出版社(北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

策划编辑:张俊红 责任编辑:江婧婧

版式设计:姜 婷 责任校对:樊钟英

封面设计:马精明 责任印制:张 楠

北京双青印刷厂印刷

2013 年 1 月第 1 版第 1 次印刷

148mm×210mm·6.875 印张·203 千字

0001—3000 册

标准书号:ISBN 978-7-111-39898-1

定价:35.00 元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

网络服务

社服务中心:(010)88361066 教材网:<http://www.cmpedu.com>

销售一部:(010)68326294 机工官网:<http://www.cmpbook.com>

销售二部:(010)88379649 机工官博:<http://weibo.com/cmp1952>

读者购书热线:(010)88379203 封面无防伪标均为盗版

前 言

太阳能热利用是一种新兴的可再生能源利用技术，按照介质被加热的温度等级可分为低温热利用、中温热利用和高温热利用。迄今为止，太阳能热利用是太阳能利用中技术最成熟、转换效率较高、价格比较低廉的方式之一，尤其是中低温的热利用，而高温热利用则主要为太阳能热发电等。

太阳能热发电指利用太阳能热量加热换热工质推动轮机进行发电。太阳能热发电的概念最早在 19 世纪被提出，自从 1878 年在巴黎建立了第一个小型点聚焦太阳能热交换式蒸汽机以来，能源领域专家从各个方面对太阳能热发电技术展开探讨，太阳能热发电技术取得了显著的进展。太阳能热发电与常规燃煤、燃气、火力发电系统相比，太阳能热发电系统中用太阳能集热系统取代了锅炉系统，汽轮机系统构成则基本相同，但机组参数与常规火电有较大差异。

按照太阳能集热温度的高低，太阳能热发电系统可以分为塔式系统、碟式系统和槽式系统三大基本的朗肯循环类型和以热空气为工质的太阳能烟囱。这三种利用方式都为聚焦式集热类型。槽式太阳能热发电系统是利用槽形抛物面反射镜聚焦太阳能加热工质，经换热产生蒸汽后推动汽轮机带动发电机发电的能源动力系统。槽式太阳能集热系统由许多分散布置的槽形抛物面聚光集热器串联或并联组成。塔式太阳能热发电系统是利用定日镜跟踪太阳，并将太阳光聚焦在中心接收塔的接收器上，将聚焦的辐射能转变为热能，加热工质，驱动汽轮发电机发电。塔式太阳能热发电系统为典型的太阳能高温热利用方式，其系统最高集热温度可以达到 1000℃ 以上。碟式太阳能热发电系统是由碟形镜面组成的抛物面反射镜，接收器在抛物面的焦点上，接收器内的传热工

质被加热后驱动发动机进行发电。碟式太阳能热发电技术是太阳能热发电中光电转换效率最高的一种方式。

我国在发展太阳能热发电技术上已经起步较晚，所以我们要加快脚步，相信太阳能热发电技术的发展将会带来显著的社会效益、经济效益和环境效益，将成为新能源的经济增长点，并实现可持续发展。

本书由华北电力大学宋记锋老师主编。在宋记锋老师的指导下，靳周、吴俊杰、罗娜编和张民幸编写了第1章和第2章，周传文编写了第3章和第6章，朱勇编写了第4章和第5章，最后由宋记锋和丁树娟统稿。

编者期望通过本书能对太阳能热发电技术做个很好的总结，其中很多工作是作者的研究所得，希望本书的出版能够推动我国太阳能热发电技术的发展，为我国太阳能热利用、节能减排事业的发展做出微薄的贡献。

太阳能热发电技术是涉及多学科，是综合性很强的研究热点，由于本书编写人员专业水平有限，对诸多问题的理解难免不够准确，如有不妥之处，恳请各位领导、专家、学者批评指正。编者希望通过本书，使广大读者充分认识太阳能热发电技术，为我国可再生能源发电事业的发展作出贡献。

编 者

目 录

前言

绪论	1
----------	---

第 1 章 太阳几何学基础	3
---------------------	---

1.1 地球的自转、公转	3
--------------------	---

1.2 天球坐标系	5
-----------------	---

1.3 太阳角度计算	7
------------------	---

1.3.1 太阳高度角	7
-------------------	---

1.3.2 太阳方位角	8
-------------------	---

1.3.3 日出日没的时角	9
---------------------	---

1.3.4 日出日没的方位角	9
----------------------	---

1.4 太阳时与时差	10
------------------	----

1.4.1 真太阳时与平太阳时	10
-----------------------	----

1.4.2 时差	11
----------------	----

第 2 章 太阳辐射学	14
-------------------	----

2.1 引言	14
--------------	----

2.2 太阳的能量	14
-----------------	----

2.3 地球大气层外的太阳辐射	16
-----------------------	----

2.3.1 太阳常数	16
------------------	----

2.3.2 太阳光谱	17
------------------	----

2.4 地球表面的太阳辐射	19
---------------------	----

2.4.1 大气成分	19
------------------	----

2.4.2 均质大气	19
------------------	----

2.4.3 大气质量	21
------------------	----

2.4.4 大气透明度	24
-------------------	----

2.4.5 直射辐射和散射辐射	25
-----------------------	----

2.4.6 倾斜面上的太阳总辐射	28
------------------------	----

2.5 太阳能资源评估	29
2.5.1 太阳能总辐射的计算方法	29
2.5.2 太阳能资源的丰富程度与稳定程度	34
2.5.3 我国太阳能资源分布	35
2.5.4 实例分析	37
第3章 传热学基本理论	39
3.1 引言	39
3.2 导热	40
3.2.1 导热基本定律	40
3.2.2 通过平壁的导热	41
3.2.3 通过圆管的导热	42
3.2.4 通过球壳的导热	43
3.3 对流换热	44
3.3.1 牛顿冷却定律	44
3.3.2 层流、湍流和雷诺数	44
3.3.3 边界层理论	45
3.3.4 对流换热的经验公式	46
3.3.5 对流边界条件下平板和圆管壁的换热量	52
3.4 热辐射	54
3.4.1 热辐射现象的基本概念	54
3.4.2 黑体辐射基本定律	56
3.4.3 物体表面间的辐射换热	61
3.4.4 通过半透明介质的辐射传递	64
第4章 槽式热发电站	67
4.1 太阳能集热系统	67
4.1.1 太阳能聚光集热系统	67
4.1.2 聚光器技术	67
4.1.3 抛物面反光镜技术	71
4.1.4 支架	72
4.1.5 跟踪机构	73
4.1.6 集热管	73

4.1.7 金属-玻璃真空集热管	75
4.1.8 集热管热力性能分析	82
4.1.9 机械结构与驱动	90
4.2 地址选择	90
4.2.1 概述	90
4.2.2 实例分析	94
4.3 工艺技术方案	99
4.3.1 技术方案的选择	99
4.3.2 主要设备的选择	142
4.3.3 技术方案的优化	156
4.4 发电量计算与发电成本估算	156
4.4.1 发电量计算模型	156
4.4.2 不同参数、不同运行模式下的发电量计算	160
4.4.3 发电成本估算	165
4.5 应用案例	170
4.5.1 SEGS 系统	170
4.5.2 DISS 系统	171
4.6 发展趋势	174
第 5 章 塔式热发电站	176
5.1 基本原理	176
5.2 定日镜结构与控制	177
5.2.1 定日镜总体设计	177
5.2.2 高可靠性、高反射率玻璃镜的研制	177
5.2.3 支架的结构设计及力学稳定性分析	177
5.2.4 支架与玻璃反射镜的结合方法	177
5.2.5 高准确度传动方式	177
5.2.6 定日镜控制方式的研究及器件开发	177
5.2.7 定日镜误差控制方法	178
5.3 热工系统	178
5.3.1 塔式太阳能热发电系统的结构	178
5.3.2 定日镜系统	178

5.3.3 塔式太阳能热发电的热交换系统	181
5.3.4 适合我国国情的技术——相对比较成熟的塔式太阳能热发电 集成方案	183
5.4 实例分析	186
5.4.1 PS10 太阳能热发电站	186
5.4.2 PS20 太阳能热发电站	187
第6章 斯特林热发电系统	189
6.1 碟式太阳能热发电系统	189
6.1.1 聚光器	190
6.1.2 接收器	192
6.1.3 热机	195
6.1.4 发展现状	195
6.2 斯特林发动机	198
6.2.1 斯特林发动机简介	198
6.2.2 斯特林发动机的原理	199
6.2.3 斯特林发动机的基本类型	202
6.3 碟式斯特林太阳能热发电系统的应用	202
附录 各类热发电聚光能流密度参考数据	205
参考文献	209

绪 论

1. 太阳能热发电的定义

太阳能辐照强度较低，夏季中午时分水平面辐照强度约为 $1\text{kW}/\text{m}^2$ ，能量品质低，难以形成高效率的发电。太阳能热发电是通过对太阳光聚焦，获得几十倍、几百倍的太阳辐照度，进而加热工质，最终产生高温高压工质，进行热功转换，带动发电机发电。

由于太阳轨迹的变化，进行聚焦的前提是配置太阳跟踪装置。

2. 产业背景

太阳能热发电作为新能源发电一个不可或缺的组成部分，经过数十年的发展，已进入商业化阶段，美国能源局已将太阳能热发电定义为**基础能源**。太阳能热发电的优势在于通过热储存和与其他能源的互补，能够提供稳定的电力供应，对电网冲击小，具备调频、调峰能力，规模效益显著，因此太阳能热发电引起全球范围内越来越多的重视。

在资源方面，我国是太阳能资源非常丰富的国家之一，全国超过 $2/3$ 的土地面积每年接收的太阳辐射超过 $5.02 \times 10^6\text{kJ}/\text{m}^2$ 。按照国际通用标准，太阳直射值(DNI)只要大于每年 $1800\text{kWh}/\text{m}^2$ ，太阳能热发电就会具有较好的经济效益。在我国，西藏、新疆、内蒙古、甘肃西部、青海部分地区都是潜在的太阳能热发电站候选地址。根据国产化后的电价成本和国内适宜进行太阳能热发电区域所覆盖的范围，进行大规模商业化太阳能热发电站建设的基础条件是完全具备的。

在政策方面，经历了金融危机以及面临全球气候变暖的问题后，各发达国家均把新能源产业作为拯救经济的一个突破口给予了积极的扶持和推动。而在国内，随着胡锦涛总书记和温家宝总理相继在联合国气候变化峰会和哥本哈根会议上表明我国应对气候变化的立场，就我国可再生能源利用和二氧化碳减排比例做出郑重承诺后，国内新能源的发展如箭在弦，我国新能源产业进入一个快速发展的阶段。此

外，国家为推进可再生能源的发展，相继出台了一系列法律法规和政策，其中包括《可再生能源法》、《国家中长期科学和技术发展规划纲要(2006~2020年)》和《可再生能源中长期发展规划》等，其中最重要的就是提出了可再生能源在我国整个能源消费中所占的比例到2020年要达到15%左右，这使得太阳能热发电在商业上具有推广应用的前景。

在市场前景方面，根据国际能源署(IEA)下属的SolarPACES、欧洲太阳能热发电协会(ESTELA)和绿色和平组织的预测认为，太阳能聚光热发电(CSP)到2030年在全球能源供应份额中将占3%~3.6%，到2050年将占8%~11.8%。这意味着到2050年CSP装机容量将达到830GW，每年新增41GW。在未来5~10年内累计年增长率将达到17%~27%。因此，开展该项目的研究也是市场发展的需求。

近年来，国内太阳能热发电研究已形成一种趋势，许多地方政府积极争取相关的项目或将设备制造商落户当地，以期形成新的经济增长点。特别是在国家发展新兴战略性产业的框架下，当风电和太阳能光伏产业在我国已呈现规模化格局，太阳能热发电将受到各方的关注，并引发新一轮的热潮。

随着可再生能源配额制的即将实施，五大发电集团(中国华能集团公司、中国大唐集团公司、中国华电集团公司、中国国电集团公司和中国电力投资集团公司)和地方能源公司高度重视太阳能热发电项目的开发与技术储备，纷纷寻求新能源项目。2011年我国大唐集团新能源股份有限公司中标我国首个50MW槽式太阳能热发电特许权示范项目。此外，其还正在甘肃嘉峪关建设了1.5MW槽式太阳能与燃煤机组的光煤互补电站。虽然国内槽式太阳能热发电市场尚不成熟，但据不完全统计，正在酝酿的热发电项目装机容量已高达4GW，潜在市场巨大。

第 1 章 太阳几何学基础

太阳能热利用是指将太阳辐射能转换为热能并加以利用。因此，在太阳能热利用的研究领域中，首先必须深入了解太阳辐射能，而到达地球表面上的太阳辐射能，直接受到天文、地理、几何、物理等多个因素的影响。

因此，要了解到达太阳能热利用装置的太阳辐射能，掌握不同时间、不同日期、不同月份日照变化的规律，就必须了解地球与太阳的运动规律。

1.1 地球的自转、公转

地球上，一天中有昼夜之分，一年中又有春夏秋冬四季之分。这些自然现象，都是地球自转以及地球围绕太阳公转引起的。

地球每天由西向东绕着通过它自身的南极和北极的一根假想轴自转一周。这根假想轴被称为“地轴”。地球自转一周 360° ，形成一个昼夜，每昼夜分为 24h，所以地球每小时自转 15° 。

地球除了自转以外，还绕太阳在偏心率很小的椭圆形轨道上运行，称为“公转”，其周期为一年。地球公转的轨道称为“黄道”，公转轨道所在的平面称为“黄道面”。地球的自转轴与黄道面的法线倾斜成 $23^\circ 27'$ 的夹角，也就是地球赤道面与黄道面有 $23^\circ 27'$ 的夹角，所以也称为“黄赤夹角”。地球公转时，自转轴的方向始终不变，这就使得阳光直射赤道的位置有时偏北，有时偏南，从而形成地球上春夏秋冬季节的变化。

图 1-1 是以春分、夏至、秋分、冬至四个典型季节日代表地球公转的行程图。春分日，太阳垂直照射在地球的赤道位置上，地面上昼夜相等；夏至日，太阳垂直照射在北纬 $23^\circ 27'$ 的地球表面上，在南极圈(南纬 $66^\circ 33'$)内的地区整天见不到太阳，而北极圈内的地方则整天太阳不落；秋分日，阳光又垂直照射在地球的赤道位置上，地面上

昼夜相等；冬至日，阳光则垂直照射在南纬 $23^{\circ}27'$ 的地球表面上，北极圈(北纬 $66^{\circ}33'$)内整日不见阳光，而南极圈内的地方则整天太阳不落。

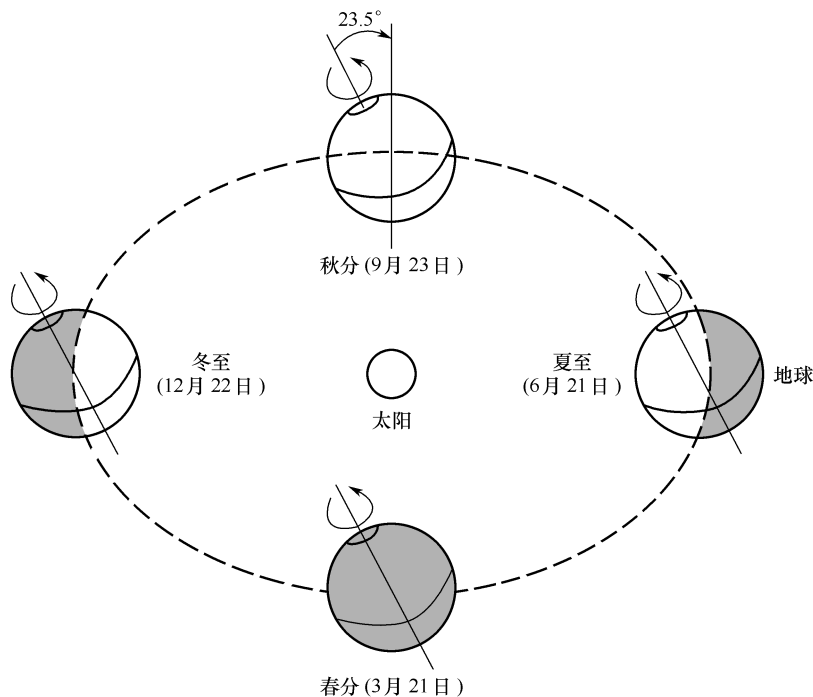


图 1-1 地球绕太阳运行示意图

地球绕太阳运行一周，历时一年，计 365 天 5 小时 48 分 46 秒，这一周期在天文学上称为一个“回归年”。在实际日历中，规定一年 365 天，称为“平年”；每四年增加一天至 366 天，称为“闰年”。

由于地球绕太阳运行轨道是一个椭圆，所以地球与太阳之间的距离在一年之内是变化的。如表 1-1 所示，1 月初地球过近日点，那时它离太阳比日地平均距离小 1.7%；7 月初地球过远日点，那时它离太阳比日地平均距离大 1.7%；4 月初和 10 月初，地球和太阳的距离等于日地平均距离。

所谓“日地平均距离”是指地球公转的长半径，它等于

$1.496 \times 10^8 \text{ km}$ 。天文学中常用它作为计量天体距离的单位，称为一个“天文单位”。由表 1-1 可以看出，一年中的日地距离变动大约为 $5 \times 10^6 \text{ km}$ 。

表 1-1 日地距离的变化

日 期	距离/km	日 期	距离/km
1 月初	147096000(最小)	7 月初	152105000(最大)
4 月初	149601000	10 月初	149601000

由于到达地球表面的太阳辐照度与距离的二次方成反比，它所引起的太阳辐照能量的变化为年平均值的 $\pm 3.5\%$ 之内。正因为如此，严格地说，不同日期测到的日射数值是不能互相比较的，尤其是对于太阳辐照能量的精确测定。为了克服这一点，日射测定学中规定，以日地平均距离所对应的日射数值为标准值，其他任何时间测定的日射数值，都统一修正到日地平均距离的情况下去进行比较。根据平方反比定律，可以有以下公式：

$$S_{R_0} = \left(\frac{R}{R_0} \right)^2 S_R \quad (1-1)$$

式中， S_{R_0} 为日地平均距离所对应的日射数值； S_R 为任何时间测定的日射数值； R_0 为日地平均距离； R 为任何时间的日地距离。

在实际应用中，为方便起见，一般不是直接使用任何时间的日地距离，按式(1-1)计算；而是根据事先做好的表格，按日历的日期去查找 $(R/R_0)^2$ 。

1.2 天球坐标系

所谓“天球”，就是人们站在地球表面上，仰望天空，平视四周时看到的那个假想球面。根据相对运动的原理，太阳就好像在这个球面上周而复始地运动一样。要确定太阳在天球上的位置，最方便的方法是采用天球坐标系。天球坐标系需要选择一些基本的参数。

1. 天轴与天极

首先让我们以地平面观测点 O 为球心，任意长度为半径作一个天球。通过天球中心 O 作一根直线 POP' 与地轴平行，这条直线叫做

“天轴”。天轴和天球交于 P 和 P'，其中与地球北极相对应的 P 点，称为“北天极”；与地球南极相对应的 P'点，称为“南天极”，如图 1-2 所示。

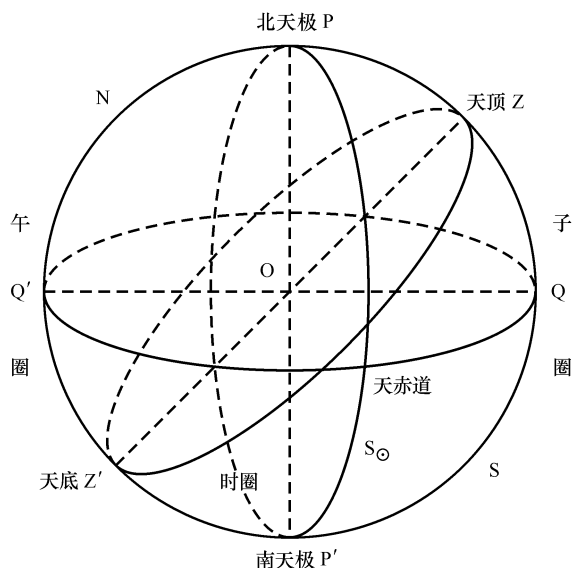


图 1-2 天球的基本点和圈

天轴是一条假想的直线。由于地球绕地轴旋转是等速运动的，所以天球绕天轴旋转也是等速运动的，即每小时转动 15° 。天球在旋转过程中，只有南、北两个天极点是固定不动的。北极星大致位于天球旋转轴的北天极附近。因此，人们也往往利用北极星来判别北极方向。

2. 天赤道

通过天球球心 O 作一个平面与天轴相垂直，显然它和地理赤道面是平行的。这个平面和天球相交所截出的大圆 QQ'，叫做“天赤道”。

3. 时圈

通过北天极 P 和太阳 $S_{\odot}$ 的大圆 $PS_{\odot}P'$ ，叫做“时圈”。它与天赤道是相互垂直的。由于天赤道到太阳的角度距离是用相应于这个圆的

纬度来度量的，因而又称为“赤纬圈”。

4. 天顶和天底

通过天球球心 O 作一根直线和观测点铅垂线平行，它和天球的交点为 Z 和 Z' 。其中 Z 恰好位于观测点的头顶上，称为“天顶”，和 Z 相对应的另一个 Z' ，则位于观测者的脚下，称为“天底”。

5. 真地平

通过天球球心 O 与 ZZ' 相垂直的平面在天球上所截出的大圆 SN ，叫做“真地平”，有时又叫“数学水平面”。

6. 经圈与天子午圈

通过观察者天顶 Z 的大圆，称为“地平经圈”，简称“经圈”。它与真地平是相垂直的，因此也叫做“垂圈”。

通过天顶 Z 和北天极 P 的特殊的经圈 $PZSN$ ，通常称为“天子午圈”。它和真地平交于点 N 和 S ，靠近北极的点 N 叫做“北点”，而与北极正相对的点 S 叫做“南点”若观测者面向北，其右方距南北点各为 90° ， E 叫做“东点”，而与东点正相对的点 W 叫“西点”，且东、西两点正好是天赤道和真地平的交点。

在了解了天球上的基本点和基本圈之后，球面上点的位置就可以用这些基本点和基本圈所组成的“天球坐标系”来确定。

1.3 太阳角度计算

无论是哪一种形式的太阳能热利用装置，都必然要涉及太阳高度角、方位角、日照时间等计算问题。如图 1-3 所示，指向太阳的矢量 S 与天顶 Z 的夹角 θ_z 就是太阳的天顶角；矢量 S 与地平面的夹角 α_s 就是太阳高度角； S 在地平面上的投影线与南北方向线之间的夹角 γ_s 就是太阳的方位角。根据球面三角形的有关定理，可以推导出太阳高度角和方位角的计算式，以及日出日落时，角和方位角的计算式。

1.3.1 太阳高度角

计算太阳高度角的表达式为

$$\sin \alpha_s = \sin \varphi \sin \delta + \cos \varphi \cos \delta \cos \omega \quad (1-2)$$

式中， α_s 为太阳高度角； φ 为地理纬度； δ 为太阳赤纬； ω 为时角。

当太阳正午时， $\omega = 0$ ，式(1-2)可简化为

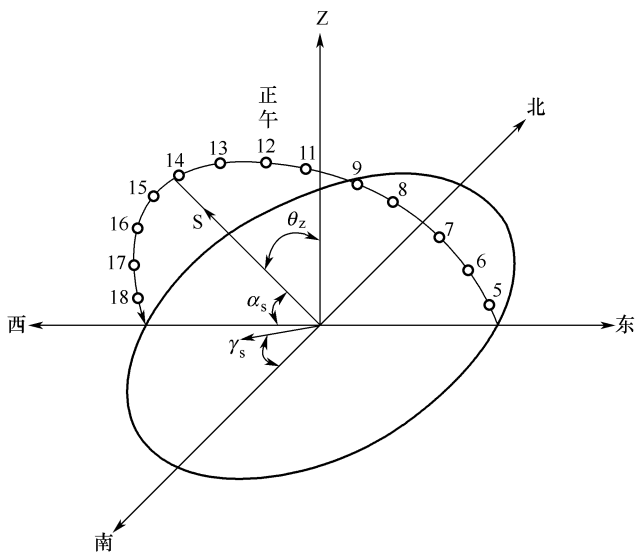


图 1-3 太阳高度角及方位角示意图

$$\begin{aligned}\sin\alpha_s &= \sin\varphi\sin\delta + \cos\varphi\cos\delta = \cos(\varphi - \delta) \\ &= \sin[90^\circ \pm (\varphi - \delta)]\end{aligned}\quad (1-3)$$

当正午太阳在天顶以南, 即 $\varphi > \delta$ 时, 取

$$\begin{aligned}\sin\alpha &= [90^\circ - (\varphi - \delta)] \\ \alpha_s &= 90^\circ - \varphi + \delta\end{aligned}\quad (1-4)$$

当正午太阳在天顶以北, 即 $\varphi < \delta$ 时, 取

$$\begin{aligned}\sin\alpha_s &= [90^\circ + (\varphi - \delta)] \\ \alpha_s &= 90^\circ + \varphi - \delta\end{aligned}\quad (1-5)$$

当正午太阳正对天顶, 即 $\varphi = \delta$ 时, 则有

$$\alpha_s = 90^\circ \quad (1-6)$$

1.3.2 太阳方位角

计算太阳方位角的表达式为

$$\sin\gamma_s = \frac{\cos\delta\sin\omega}{\cos\alpha_s} \quad (1-7)$$

或

$$\cos\gamma_s = \frac{\cos\alpha_s \sin\varphi - \sin\delta}{\cos\alpha_s \cos\varphi} \quad (1-8)$$

式中, γ_s 为太阳方位角。

利用式(1-7)或式(1-8), 再根据地理纬度、太阳赤纬及观测时间, 即可算出任何地区、任何季节、任何时刻的太阳方位角。

1.3.3 日出日没的时角

太阳视圆面中心在出没地平线的瞬间, 太阳高度角 $\alpha_s = 0^\circ$ 。如果不考虑地表面曲率及大气折射的影响, 由式(1-2)可得

$$0 = \sin\varphi \sin\delta + \cos\varphi \cos\delta \cos\omega$$

这样, 计算日出日没的时角表达式为

$$\cos\omega_0 = -\tan\varphi \tan\delta \quad (1-9)$$

式中, ω_0 为日出或日没的时角。时角 ω_0 有正有负, 其为负时是日出时角, 其为正时是日没时角。

在赤道至北极圈(或南极圈)的地区内, 当 $-1 \leq -\tan\varphi \tan\delta \leq +1$ 时, 求解式(1-8)可得

$$\omega_0 = \pm \arccos(-\tan\varphi \tan\delta) \quad (1-10)$$

求出时角后, 除以地球自转的角速度 $15^\circ/\text{h}$, 即可得出日出、日没的时间。因此, 一天中可能的日照时间由下式确定:

$$N = \frac{2}{15} \arccos(-\tan\varphi \tan\delta) \quad (1-11)$$

式中, N 为一天中可能的日照时间, 也称为“日长”。

1.3.4 日出日没的方位角

由于日出、日没时, 太阳高度角 $\alpha_s = 0^\circ$, 所以有

$$\cos\alpha_s = \cos 0^\circ = 1; \quad \sin\alpha_s = \sin 0^\circ = 0$$

代入式(1-7), 可得计算日出日没的方位角表达式:

$$\cos\gamma_{s,0} = -\frac{\sin\delta}{\cos\delta} \quad (1-12)$$

式中, $\gamma_{s,0}$ 为日出日没的太阳方位角。

式(1-12)对日出、日没都有两个解, 因此要选定一个正确的解。就我国地区而论, 大致可划分为两个天文气候带: 第一为北热带, $0^\circ < \varphi \leq 23^\circ 27'$; 第二为北温带, $23^\circ 27' < \varphi \leq 66^\circ 33'$ 。对于不同的天

文气候带，都需要注意日出日没方位的象限。

当太阳赤纬 $\delta > 0^\circ$ 时，太阳升起和降落均在北面的象限（即数学上的第一、二象限）；当太阳赤纬 $\delta = 0^\circ$ 时，太阳从正东方升起，朝正西方降落；当太阳赤纬 $\delta < 0^\circ$ 时，太阳升起和降落均在南面的象限（即数学上的第三、四象限）。

1.4 太阳时与时差

1.4.1 真太阳时与平太阳时

本章上述讨论所采用的时间都是以太阳时为计时系统的。它与钟表所指示的时间（钟时）是有差别的。本节将简单地叙述一下太阳时与钟时的关系及其相互换算。

时间的计量是以地球自转周期为依据的，昼夜循环现象给了我们测量时间的一种尺度。“中天”是天文学上当行星、恒星或星座等天体，在周日运动的过程中所经过的一个点，在观察上是该天体正经过当地子午圈的时刻。而太阳距天顶较近的一次“中天”称为“上中天”。将太阳视圆面中心连续两次“上中天”的时间间隔定义为一个“真太阳日”。1 个真太阳日分为 24 个真太阳时。这一时间系统，称为“真太阳时”，或简称为“太阳时”。

地球每天自转一周，记为 24 个太阳时。但由于地球公转，每天沿黄道又向前运行了一段，大约需再向前自转 1° 左右，才能到达。所以使太阳第二次到达观测点的正南方时，地球已自转大约 360° 了，实际上，地球自转一周不是 24h。此外，地球公转的轨道是椭圆形，地球在近日点（1 月），其运行速度快一些，为 $1^\circ 1' 10''$ ，地球在远日点（7 月），运行速度慢一些，为 $0^\circ 57' 11''$ 。因此，一年中的太阳日长短不一。观测证实，每年 9 月 16 日中午到 17 日中午之间只有 23h59min39s，而 12 月 23 日中午到 24 日中午却有 24h0min30s。同样叫一个太阳日，最长和最短相差 51s，可见太阳时不是一种均匀的时间标准，这对日常计量时间很不方便。

为了得到既均匀又适合于日常生活计量的时间，天文学计算理论上架设了一个假想点，它每年和“真太阳”同时从春分点出发，从西向东在天赤道上以均匀速度运行，运行一周后和真太阳同时回到春

分点，两者在一年中的行程完全一样。这个假想点，称为“平太阳”。平太阳连续两次上中天的时间间隔，称为“平太阳日”，1个平太阳日分为24个平太阳时。这个时间系统，称为“平太阳时”，这就是钟表所指示的时间。

1.4.2 时差

平太阳日的日长等于一回归年里真太阳日日长的平均值，这样便把日长固定下来。

真太阳时与平太阳时两者的时刻之差值，称为时差 E ：

$$E = \tau_e - \tau \tag{1-13}$$

式中， E 为时差； τ_e 为真太阳时； τ 为平太阳时。

表 1-2 和图 1-4 分别给出一年中平太阳时与真太阳时的时差及其变化。从表 1-2 和图 1-4 可见，平太阳时与真太阳时差别不大，一年有四次两者相一致，最大差值为 16min。

表 1-2 时差 E (单位:min)

日 期		月 份											
平年	闰年	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月
1	2	-3	-14	-12	-4	3	2	-4	-6	0	10	16	11
2	3	-4	-14	12	-4	3	2	-4	-6	0	10	16	11
3	4	-4	-14	-12	-3	3	2	-4	-6	1	11	16	10
4	5	-5	-14	-12	-3	3	2	-4	-6	1	11	16	10
5	6	-5	-14	-12	-3	3	2	-4	-6	1	11	16	10
6	7	-6	-14	-11	-3	3	2	-5	-6	2	12	16	9
7	8	-6	-14	-11	-2	3	1	-5	-6	2	12	16	9
8	9	-7	-14	-11	-2	4	1	-5	-6	2	12	16	8
9	10	-7	-14	-11	-2	4	1	-5	-6	3	13	16	8
10	11	-7	-14	-10	-1	4	1	-5	-5	3	13	16	7
11	12	-8	-14	-10	-1	4	1	-5	-5	3	13	16	7
12	13	-8	-14	-10	-1	4	0	-5	-5	4	13	16	6
13	14	-9	-14	-10	-1	4	0	-6	-5	4	14	16	6
14	15	-9	-14	-9	0	4	0	-6	-5	4	14	16	6
15	16	-9	-14	-9	0	4	0	-6	-5	5	14	15	5
16	17	-10	-14	-9	0	4	0	-6	-4	5	14	15	5

(续)

日 期		月 份											
平年	闰年	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月
17	18	-10	-14	-9	0	4	-1	-6	-4	5	15	15	4
18	19	-10	-14	-8	1	4	-1	-6	-4	6	15	15	4
19	20	-11	-14	-8	1	4	-1	-6	-4	6	15	15	3
20	21	-11	-14	-8	1	4	-2	-6	-3	6	15	14	3
21	22	-11	-14	-7	1	4	-2	-6	-3	7	15	14	2
22	23	-12	-14	-7	1	3	-2	-6	-3	7	15	14	2
23	24	-12	-13	-7	2	3	-2	-6	-3	7	16	14	1
24	25	-12	-13	-6	2	3	-2	-6	-2	8	16	13	1
25	26	-12	-13	-6	2	3	-2	-6	-2	8	16	13	0
26	27	-12	-13	-6	2	3	-3	-6	-2	9	16	13	0
27	28	-13	-13	-6	2	3	-3	-6	-2	9	16	13	-1
28	29	-13	-13	-5	2	3	-3	-6	-1	9	16	12	-1
29	30	-13		-5	3	3	-3	-6	-1	10	16	12	-2
30	31	-13		-5	3	3	-3	-6	-1	10	16	11	-2
31	1	-13		-4		2		-6	0		16		-3

注：闰年日期一栏，只在闰年的1月和2月内使用，其他月份仍按平年日期，闰年1月1日的值取自平年12月31日的值。

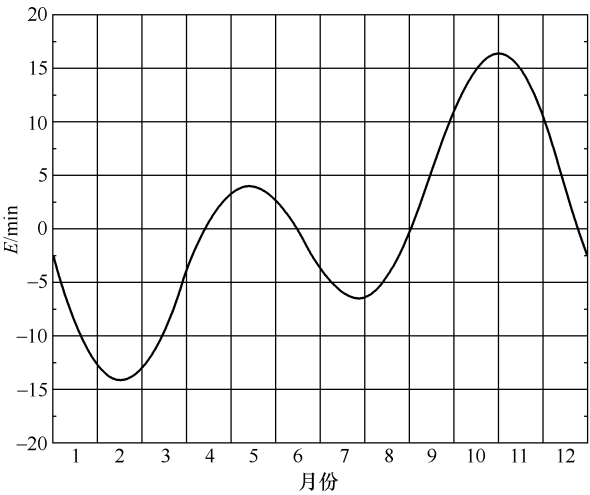


图 1-4 时差 E 在一年中的变化

真太阳时和平太阳时都是以时角定义的, 而时角是以天子午圈为起点计算的。对于地球上不同经度的地点, 它们的子午圈是不同的。所以, 世界上每个地方都有当地的真太阳时和平太阳时。如果没有一个统一的标准, 在日常使用上就会带来很大的不便。为此, 经国际协议规定, 以英国格林尼治天文台所在的子午线(即本初子午线)处的平太阳时为世界的标准时间, 称为“世界时”。

因为地球不停地自西向东自转, 所以同一瞬间, 各地的地方时刻就不一样。它们之间的差别, 与纬度无关, 只取决于两地的经度之差。我国东西延长 63° (东经 $72^\circ \sim 135^\circ$), 全国一律采用东经 120° 经圈上的平太阳时作为我国的标准时间, 叫做“北京时”。北京时和世界时相差 8h, 即北京时等于世界时加上 8h。

用北京时表示某一经度地区的平太阳时, 可用下式表示:

$$\begin{aligned}\tau &= \text{标准时间} - \frac{(L_{\text{st}} - L_{\text{loc}})}{15} \quad (\text{h}) \\ &= \text{北京时} - 4(120 - L_{\text{loc}}) \quad (\text{min})\end{aligned}\quad (1-14)$$

式中, L_{st} 为地方时的标准子午线经度(东经)($^\circ$); L_{loc} 为某一地区的地方经度(东经)($^\circ$)。

若合并式(1-13)和(1-14), 则用北京时表示的某一经度地区的真太阳时, 可用下式表示:

$$\tau_{\theta} = \text{北京时} - 4(120 - L_{\text{loc}}) \quad (\text{min}) \quad (1-15)$$

最后应该指出, 由于北京地区的经度为 $116^\circ 28'$, 所以以 120° 经圈定义的北京时并不等于北京地区的平太阳时, 两者相差 15min, 即北京地区的平太阳时等于北京时减去 15min。

第 2 章 太阳辐射学

2.1 引言

本章的目的在于介绍太阳辐射学中的一些基础知识，内容包括太阳的能量、地球大气层外的太阳辐射、地球表面的太阳辐射等，引入诸如太阳常数、太阳光谱、大气质量、总辐射、直接辐射、散射辐射等诸多重要的概念，具体分析太阳辐射在大气中的衰减情况，为今后设计太阳能热利用装置提供有关太阳辐射学方面的基础知识。

本章还将介绍我国的太阳能资源的区域划分，可作为太阳能热利用装置设计的资料依据。

2.2 太阳的能量

太阳是太阳系中最大的一个星球，也是距离地球最近的一个恒星。太阳的直径为 $1.392 \times 10^6 \text{ km}$ ，是地球直径的 109 倍。就体积而论，太阳比地球大 130 多万倍。太阳的体积硕大，其质量亦很可观。根据万有引力定律，在已知地球质量为 $6.0 \times 10^{21} \text{ t}$ 的情况下，可推算出太阳的质量为 $1.989 \times 10^{27} \text{ t}$ ，即太阳质量是地球质量的 33 万倍，等于太阳系所有行星质量总和的 745 倍。知道了太阳的体积和质量，就可以求出太阳的平均密度为 1.4 g/cm^3 ，即比水的密度约大 50%。实际上，太阳内部的密度各处相差悬殊，外层的密度很小，内部在承受外部巨大压力的情况下，密度高达 160 g/cm^3 。正因为如此，日心的引力要比地心的引力约大 29 倍。

粗略地讲，太阳是由大气和内部两大部分组成的。太阳大气自里向外分为光球、色球和日冕三个层次；太阳内部自外向内则是对流层、中间层和核心三个层次。

利用光谱分析法，已经初步探明了太阳的化学组成。在目前地球

上存在的 92 种化学元素中, 有 68 种已在太阳上发现。构成太阳的主要成分是氢和氦。其中氢占 78.4%; 氦占 19.8%; 至于种类繁多的金属和其他元素, 总计只占 1.8%。

虽然从远处望去, 太阳像是一个稳定的发光体, 其实它时刻都处在剧烈的运动之中。黑子群的出没、日珥的变化、耀斑的爆发等都是证明。此外, 通过天文望远镜还可以观察到变化着的米粒组织、针状物、喷焰、冲浪等。

太阳一刻不停地向四周空间放射出巨大的能量, 其总量每秒钟可达到 $3.865 \times 10^{26} \text{ J}$, 相当于每秒钟烧掉 $1.32 \times 10^{16} \text{ t}$ 标准煤所释放出来的能量。而地球大气表层所接收到的能量仅是其中的 22 亿分之一。尽管如此, 每秒钟也有 $1.757 \times 10^{17} \text{ J}$, 折合标准煤约 $6 \times 10^6 \text{ t}$ 。这是何等巨大的能量, 换句话说, 假设整个太阳都是由煤构成的, 按照这种烧法, 只要几千年就都烧光了。

那么, 太阳的能量到底是怎么产生的呢? 根据爱因斯坦相对论, 通过热核反应, 质量可以转化为能量。太阳表面的温度约为 6000K, 而内部的温度可高达 $1.5 \times 10^7 \text{ K}$, 内部压力约为 $3.4 \times 10^{10} \text{ MPa}$ 。由于太阳内部的温度极高, 压力极大, 物质早已离子化了, 呈等离子状态的不同元素的原子核相互碰撞, 引起一系列核子反应。

太阳的能源包括两类核子反应: 一类是碳-氮循环过程; 另一类是质子-质子循环过程。这两类反应都使四个氢原子核(质子)合成一个氢原子核(α 粒子)。

氢原子核的质量为 $1.672 \times 10^{-24} \text{ g}$, 氦原子核的质量为 $6.644 \times 10^{-24} \text{ g}$, 从四个质子形成一个 α 粒子的质量消耗为

$$\Delta m = (4 \times 1.672 - 6.644) \times 10^{-24} \text{ g} = 0.044 \times 10^{-24} \text{ g} \quad (2-1)$$

根据爱因斯坦相对论, 有

$$E = mc^2 \quad (2-2)$$

式中, m 为质量(g); c 为真空中的光速, 为 $3 \times 10^8 \text{ m/s}$ 。

太阳为了维持每秒 $3.865 \times 10^{26} \text{ J}$ 能量的辐射, 要消耗掉氢核燃料的质量为

$$m = \frac{E}{c^2} = \frac{3.865 \times 10^{26}}{(3 \times 10^8)^2} \text{ kg} = 4.29 \times 10^9 \text{ kg} \quad (2-3)$$

已知太阳的质量为 $1.989 \times 10^{30} \text{ kg}$ ，因而按照目前的太阳辐射水平，太阳上氢的含量足够维持 800 亿年。这个数字比由地质资料得出的地球年龄 46 亿年还大一个数量级。因此，原子核反应能够长期地维持太阳的巨大辐射，真可以说太阳的能源是取之不尽、用之不竭的。

2.3 地球大气层外的太阳辐射

2.3.1 太阳常数

太阳发出的辐射对于地球来说是至关重要的。地球上的天气、气候完全受其入射量及其与地球大气、海洋和陆地相互作用的制约。地球接收到的太阳辐射哪怕只有千分之一的变化，只要是持续不断的，就会对天气、气候产生重要的影响。

太阳常数 S_0 是一个表征到达大气的太阳辐射总能量的数值。太阳常数的定义是：地球位于日地平均距离处，在大气层外垂直于太阳辐射束平面上形成的辐照度。

在气象学领域，太阳常数的测定工作一直受到关注。除了天气预报这项主题外，没有哪一项工作能像太阳常数测定那样，动用了从高空气球、飞机、火箭到卫星和宇航飞机等如此众多的现代高科技手段。

另一方面，从太阳辐射的变化可了解太阳大气中发生的变化，而了解太阳常数的短期变化又有助于推断太阳内部的情况，所以太阳常数的测定也是太阳物理学界极为关注的课题。

自从进入太空时代以来，各种宇航器不断进入太空，它们的热状况及电源系统都直接受到太阳常数数值的制约，因而准确测定太阳常数又成了宇航工作人员的重要目标之一。但是，太阳常数的测定从整体上讲进展仍是缓慢的，这主要与以下几个情况有关：

1) 受辐射测量准确度的制约。经过科技工作者多年的不懈努力，目前低温辐射计测量准确度所能达到的世界最高水准仅有 10^{-4} 。太阳辐射由于其辐照度的绝对值大，且测量环境难于控制，其准确度还要低一个数量级，即 10^{-3} 。

2) 从 20 世纪 50 年代到 80 年代，辐射基准本身就经历了两次变

动，标尺本身的不确定度提高了一个数量级。

3) 所谓的太阳常数并不是从理论上推导出来的，而是一个有严格的物理内涵的常数。太阳自身的温度就会随着层次的不同而呈现剧烈的变化。另外，平均周期约为 11 年的太阳黑子循环以及其他一些难以预测的太阳活动，诸如光斑、日珥、日辉等都会对太阳辐射产生显著影响。

4) 为了排除各种大气成分的影响，目前的各种测定结果均要实施各种修正，而目前并无公认的修正方法，大气成分又很易变，这是太阳常数测定结果分散的又一根源。

5) 在高空火箭和宇航器上进行的观测虽可摆脱大气的干扰，但由于其工作环境为真空和低温，稍有不慎，也会对其产生影响。

总之，应当强调指出，正因为辐照基准和日射标尺经历了两次重要的变动，所以在采用某一太阳常数数值时，一定要注意该值是在什么样的基准和标尺下获得的。如果抛开这一基础而只关心其绝对值，很可能会误入歧途。

1981 年，世界气象组织宣布，太阳常数数值定为 $1367\text{W}/\text{m}^2 \pm 7\text{W}/\text{m}^2$ 。

2.3.2 太阳光谱

所谓辐射，是以电磁波或粒子形式传播能量的过程。“太阳辐射”就是太阳以电磁波或粒子形式发射的能量。

电磁波是由同时存在又相互联系且呈周期性变化的电波和磁波构成的。电波和磁波彼此互相垂直，并且它们均垂直于电磁波的传播方向。一般而言，电磁波具有极宽的波长范围，从波长为 10^{-15}m 的宇宙射线，到波长几十乃至几千千米的无线电波或长电振荡，构成了一个完整的电磁波系列——电磁波谱。

不同的辐射源所发射的电磁波的波长范围是不同的。根据最新的探测结果，太阳辐射的波长范围从 0.1nm 以下的宇宙射线直至无线电波的电波谱的绝大部分。地球外太阳辐射在各光谱段内能量的分布情况见表 2-1。

表 2-1 地球大气层外的太阳光谱辐照度分布状况

光谱段	波长范围	辐照度/(W/m ²)	占总能量百分比(%)
宇宙射线		6.978×10^{-5}	
X 射线	至 1.0nm	6.978×10^{-7}	
超紫外线	至 0.2nm	6.978×10^{-4}	
紫外线			
紫外线-C	0.2 ~ 0.28μm	7.864×10^6	0.57
紫外线-B	0.28 ~ 0.32μm	2.122×10^1	1.55
紫外线-A	0.32 ~ 0.40μm	8.073×10^1	5.90
可见光			
可见光-A	0.40 ~ 0.52μm	2.240×10^2	16.39
可见光-B	0.52 ~ 0.62μm	1.827×10^2	13.36
可见光-C	0.62 ~ 0.78μm	2.280×10^2	16.68
红外线			
红外线-A	0.78 ~ 1.40μm	4.125×10^2	30.18
红外线-B	1.40 ~ 3.00μm	1.836×10^2	13.43
红外线-C	3.00 ~ 100.00μm	2.637×10^1	1.93
无线电波			
厘米波段	0.1 ~ 10.0cm	6.978×10^{-9}	
分米波段	10.0 ~ 100.0cm	6.978×10^{-10}	
米波段	1.0 ~ 20.0m	6.978×10^{-9}	

由上所述，太阳辐射是指太阳光球向宇宙空间发出的辐射能量，包括紫外线、可见光和红外线等。太阳辐射与无线电波一样都是电磁波，它们之间唯一的区别就是波长不同而已。太阳辐射的波长要比无线电波短得多，其主要能量集中在 0.2 ~ 3.00μm。因此，也把太阳辐射称为“短波辐射”。

“太阳光谱”是太阳发射的电磁辐射随波长的分布。事实上，可将太阳视为全辐射体，即绝对黑体。根据斯蒂芬-波尔兹曼定律，由已知的太阳辐射总功率和太阳半径，可求出太阳表面的有效温度为 5777K。

2.4 地球表面的太阳辐射

太阳辐射进入地球大气层之后,将被空气中的各种成分所吸收和散射,太阳辐照度和太阳光谱也将随之得到改变。为此,本节首先从大气成分着手,分析它们对太阳辐照度和太阳光谱的影响。

2.4.1 大气成分

干燥空气的主要气体成分见表 2-2。水蒸气的分子量为 18.02,它在空气分子总量中所占的比例不是一个定值,变化在 0~0.4 之间。

表 2-2 100km 以下标准大气的气体成分

成分	分子量	含量(分子总数的比率)
氮(N ₂)	28.01	0.7808(质量的 75.51%)
氧(O ₂)	32.00	0.2095(质量的 23.14%)
氩(Ar)	39.95	0.009(质量的 31.28%)
二氧化碳(CO ₂)	44.01	340×10^{-6}
氖(Ne)	20.18	18×10^{-6}
氦(He)	4.00	5×10^{-6}
氪(Kr)	83.80	1×10^{-6}
氢(H ₂)	2.02	0.5×10^{-6}
臭氧(O ₃)	48.00	$0 \sim 12 \times 10^{-6}$ (变化的)

从 100km 直至大约 85km 的高度,这些气体都是均匀混合的。在 85km 的高度附近,光分解和引力扩散分解都随着高度的增加逐渐变得重要起来。在对流层,CO₂随季节的变化只有百分之几。主要富集于本流层的中下层(15~35km)的 O₃也有较大的季节和地理变化。另外,气态、液态和固态的水,在大气中均有存在。

土壤颗粒、灰尘和海盐形成了气溶胶。它们活跃的直接表现是对辐射的吸收和散射,间接表现则是凝结核,它使云粒子浓度增加,近而使云的光学厚度增加。

2.4.2 均质大气

当辐射通过某种介质时,必然会由于受到介质的吸收和散射而减

弱。辐射受介质衰减的一般规律，早在 1729 年就被法国物理学家布格尔(Bouguer)用实验的方法确定下来，它的数学表达式为

$$\phi = \phi_0 \tau^L \quad (2-4)$$

式中， ϕ_0 为初始的辐射通量； ϕ 为通过介质后的辐射通量； L 为介质的相对厚度； τ 为介质的透射比，当 $L=1$ 时， $\tau = \frac{\phi}{\phi_0}$ 。

1760 年德国物理学家朗伯(Lambert)又进一步进行了研究，指出辐射通量的相对变量 $d\phi/\phi$ 应与吸收介质层的厚度 dL 成正比，即

$$\frac{d\phi}{\phi} = -\mu dL \quad (2-5)$$

式中， μ 为线性衰减系数。

将式(2-5)积分，当 $L=0$ 时， $\phi = \phi_0$ ，整理后可得

$$\phi = \phi_0 e^{-\mu L} \quad (2-6)$$

式(2-6)实际上就是式(2-4)，因此通常称为布格尔-朗伯定律。

布格尔-朗伯定律是在均匀介质条件下得到的。这意味着，在气体介质中，各处的温度、湿度、气压等项参数都应是相同的。而这样的条件在实际大气中是无法满足的。为了说明布格尔-朗伯定律对地球大气的适用性，必须将实际上物理不均匀的大气看作是均质大气。

在这里需要引入“均质大气”的概念。所谓均质大气是有条件的大气，即大气中空气的密度到处都相同，成分也与实际大气无异，而当地的气压也与实际大气相同。均质大气与实际大气的区别仅在于，均质大气的高度是一个完全确定的数值，并满足下式：

$$H = \frac{b}{\rho g} \quad (2-7)$$

式中， H 为大气离地面的高度(m)； b 为当地的气压(N/m^2)； ρ 为大气中空气的密度(kg/m^3)； g 为重力加速度(m/s^2)。

根据式(2-7)可知，在密度 ρ 不变的情况下，某一海拔高度的均质大气高度与当地的气压成正比。将气温 $t_0 = 0^\circ\text{C}$ ，重力加速度 $g_0 = 9.806\text{m/s}^2$ (即纬度 45° 的海平面处)，气压 $b_0 = 1.01325 \times 10^5 \text{Pa}$ ($1.01325 \times 10^5 \text{N/m}^2$) 条件下的均质大气，定为“标准均质大气”。在上述条件下，空气密度 $\rho_0 = 1.2923\text{kg/m}^3$ 。将各有关值代入式(2-7)，

求出 $H_0 = 8\text{km}$ 。

根据均质大气的定义可知,这种大气在单位面积上的垂直气柱内所包含的空气质量与实际大气完全一样,因此气体分子的数目也完全相同。实际上,在 1cm^2 的面积上高度为 H_0 的垂直气柱内共计有 2.18×10^{25} 个空气分子,在这一方面与实际大气并无差别。因此,光子同空气分子碰撞的机会以及大气的消光作用都完全可以用气压相应的均质大气来表征。这种以有条件的均质大气来替换实际大气的方法,对于各种日射的计算结果并不会带来任何偏离,相反可使得各种计算大大简化。有关均质大气的意义及使用这一概念的合理性即在于此。

2.4.3 大气质量

引入均质大气概念后,虽然可将太阳光线穿越大气层的路径用长度单位(km 或 m)表示出来,但是在日射测定中,计量光程长短更经常使用的单位不是长度单位,而是所谓的大气质量。

“大气质量” m 的含义是:以太阳位于天顶时光线从大气上界至某一水准面的距离为单位,去度量太阳位于其他位置时从大气上界至该水准面的单位数,所得到的数字就是该水准面上的大气质量。换句话说,大气质量是太阳光线穿过地球大气的路径与太阳光线在天顶方向时的路径的比值。

应当指出,大气质量这个术语似乎并不恰当,因为这里根本与通常所说的质量无关,而实际上是光线穿过大气的两个距离之间的比值,是一个无量纲的数。

假定在标准大气压($b_0 = 1.01325 \times 10^5 \text{Pa}$)和气温 $t_0 = 0^\circ\text{C}$ 时,海平面上太阳光线垂直入射时的大气质量 $m = 1$ 。显然,地球大气上界的大气质量 $m = 0$ 。

如图 2-1 所示,如果忽略地球表面的曲率及大气折射的影响,经过推导,可得到计算大气质量 m 的一级近似关系式为

$$m = \frac{1}{\sin \alpha_s} = \cos \theta_z \quad (2-8)$$

式中, α_s 为太阳高度角; θ_z 为太阳天顶角。

如果考虑地球表面的曲率,但仍不考虑大气折射的影响,则可得

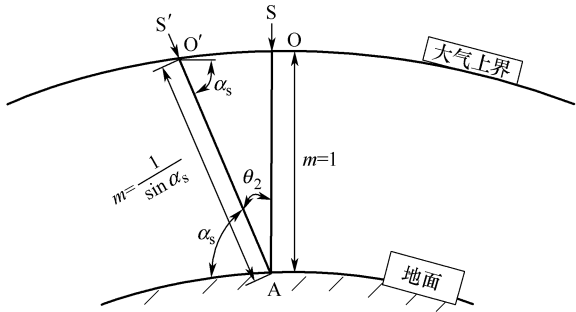


图 2-1 大气质量示意图

到计算大气质量 m 的二级近似关系式为

$$m = \frac{1}{\rho H} \int_0^{\infty} \frac{\rho dh}{\sqrt{1 - \left(\frac{R}{R+h}\right)^2 \sin^2 \varphi}} \quad (2-9)$$

式中, H 为大气总高度; R 为地球半径; φ 为地球表面曲率。

如果同时考虑地球表面的曲率和大气折射的影响, 则可得到计算大气质量 m 比较完善的关系式为

$$m = \frac{1}{\rho H} \int_0^{\infty} \frac{\rho dh}{\sqrt{1 - \left(\frac{R}{R+h}\right)^2 \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \sin^2 \varphi}} \quad (2-10)$$

式中, n_0 和 n 分别为空气在地面和高度为 h 处的折射率。

式(2-8)、(2-9)和(2-10)分别计算的结果表明, 当太阳高度角 $\alpha_s \geq 30^\circ$ 时, 三种计算值完全一致, 并都符合式(2-8)的计算结果; 但当 $\alpha_s < 30^\circ$ 时, 三种计算值的差异迅速增大。表 2-3 列出了在 $\alpha_s \leq 30^\circ$ 情况下按三种公式计算出来的 m 值。

表 2-3 在 $\alpha_s \leq 30^\circ$ 情况下按三种公式计算出来的 m 值

太阳高度角 α_s	大气质量 m		
	按式(2-8)计算	按式(2-9)计算	按式(2-10)计算
30°	2.00	2.00	2.00
25°	2.37	2.36	2.36
20°	2.92	2.91	2.90

(续)

太阳高度角 α_s	大气质量 m		
	按式(2-8)计算	按式(2-9)计算	按式(2-10)计算
18°	3.24	3.20	3.21
16°	3.63	3.20	3.21
14°	4.13	4.11	4.08
12°	4.81	4.76	4.72
10°	5.76	5.65	5.60
8°	7.18	6.96	6.88
5°	11.5	10.7	10.4
4°	14.3	12.8	12.4
3°	19.1	16.0	15.4
2°	28.7	20.1	19.8
1°	57.3	27.5	27.0
0°		39.9	39.7

通常,按式(2-10)计算出来的大气质量被认为是最准确的,因而得到了广泛的应用。从表 2-3 可见,按式(2-10)计算出的值最小,按式(2-9)计算出的值与之接近。这表明,对于实际应用来说,考虑地球表面的曲率已能给出足够准确的 m 值,而大气折射的影响只有很小的修正作用。

当太阳高度角 $\alpha_s \geq 30^\circ$ 时,也即在 $m \leq 2$ 的情况下,三种计算值完全一致,所以可用最简单的式(2-8)来计算大气质量 m 。表 2-4 列出了 $\alpha_s \geq 30^\circ$ 情况下的 m 值。

表 2-4 在 $\alpha_s \geq 30^\circ$ 情况下的 m 值

太阳高度角 α_s	90°	80°	70°	60°	50°	40°	30°
大气质量 m	1.000	1.015	1.064	1.155	1.305	1.555	2.000

从表 2-3 和表 2-4 可见,太阳高度角 α_s 越小,也即太阳在地面上方的高度越低,则大气质量 m 越大,太阳辐射受大气衰减的作用也越大。太阳接近地平线时的大气质量是其位于天顶时的几十倍,此时的太阳辐照度也很低。

2.4.4 大气透明度

太阳辐射进入地球大气层之后,将被空气中的各种成分(如臭氧、二氧化碳、水蒸气、灰尘等)所吸收、反射和散射,这使得到达地球表面的太阳辐射受到显著的影响。可见,到达地球表面上的太阳总辐射由直接辐射和散射辐射两部分组成。

在地球大气层上界的太阳辐射都是直射辐射。当它穿过大气层时,部分受到大气空气分子、水蒸气和灰尘颗粒的散射,使到达地球表面的直射辐射显著减小;同时,太阳辐射中某些波长的辐射被大气所吸收,其中主要是大气中的 H_2O 对近红外区辐射的吸收, O_3 对紫外区辐射的吸收,此外还有 CO_2 、 NO_2 、 CO 、 O_2 、 CH_4 和 N_2 等对辐射的吸收。因此,到达地面的直射辐射和散射辐射,必定小于大气层上界的太阳辐射。太阳辐射的衰减程度不仅跟大气质量有关,而且还跟大气透明度有关,如图 2-2 所示。

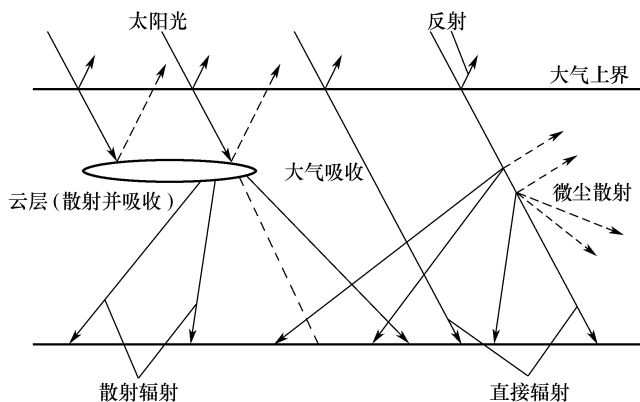


图 2-2 大气层对太阳辐射的影响

实际上,大气透明度 P_m 本身也与大气质量有明显的关系,它随着 m 值的增大而增加。因而,为了比较不同大气质量情况下所获得的大气透明度值,就必须首先消除大气透明度与大气质量之间的依赖关系。为此,可将大气透明度 P_m 修正到某一个设定的大气质量。例如, P_m 修正到 $m=2$ 的大气透明度 P_2 , 或者修正到 $m=1$ 的大气透明度 P_1 。

经过繁琐的公式推导及计算,可以得到不同大气透明度和太阳高度角情况下水平面上的太阳总辐照度,此处 P_m 修正到 $m=2$ 的大气透明度 P_2 ,如表2-5所示。

表 2-5 不同大气透明度和太阳高度角情况下水平面上的太阳总辐照度
(单位: W/m^2)

透明度 P_2	很透明 0.85	较高 0.80	正常 0.75	较低 0.70	浑浊 0.65	很浑浊 0.60	
太阳高度角 α_s	90°	1144.4	1109.5	1067.6	1025.8	983.9	949.0
	75°	1102.5	1060.6	1018.8	983.9	949.0	900.2
	60°	983.9	956.0	907.1	865.3	844.3	802.5
	50°	858.3	816.4	788.5	753.6	732.7	690.8
	40°	697.8	676.9	648.9	600.1	579.2	530.3
	30°	537.3	502.4	474.5	439.6	411.7	376.8
	25°	439.6	411.7	383.8	355.9	334.9	314.0
	20°	341.9	314.0	300.0	279.1	258.2	230.3
	15°	244.2	223.3	216.3	195.4	174.4	153.5
	10°	153.5	139.6	132.6	118.6	104.7	83.7
	7°	97.7	90.7	83.7	69.8	55.8	48.8

2.4.5 直射辐射和散射辐射

如前所述,到达地球表面上的太阳总辐射由直接辐射和散射辐射两部分组成。

1. 直接辐射

“直接辐射”是不改变辐照方向的太阳辐射。根据布格尔-朗伯定律,可以推导出与太阳直接辐射垂直表面上的直射辐照度的计算式为

$$I_{b,n} = rS_0P_m \quad (2-11)$$

式中, $I_{b,n}$ 为与太阳辐射垂直表面上直射辐照度(W/m^2); S_0 为太阳常数,为 $1.367\text{W}/\text{m}^2$; r 为日地距离变化引起大气上界太阳辐照度变化的修正值; P_m 为大气透明度,无因次。

同样, P_m 可修正到 $m=2$ 的大气透明度 P_2 ,或者修正到 $m=1$ 的

大气透明度 P_1 。

2. 散射辐射

“散射辐射”是被大气层或云层反射和散射后改变了方向的太阳辐射。散射辐射来自半球天空四面八方的各个方向，所以有时也称为“天空辐射”。

散射辐射的入射方向是一个比较复杂的问题，它与大气状况密切相关。

当天气晴朗时，散射辐射遵循瑞利(Rayleigh)定律，在太阳直射辐射的入射方向及其相反的方向上时散射辐射量最大。因此，对于晴天来说，可近似地认为大部分的散射辐射是从太阳附近而来的，散射辐射方向与直射辐射方向基本相同。

当天空布满均匀的云层或多雾的天气时，散射辐射均匀分布于整个天空，也就是说，天空的散射辐射是各向同性的。在这种情况下，散射辐射相对于水平面上的入射角可当作 60° 来处理。

观测资料已表明，晴天到达水平面上的散射辐照度，主要取决于太阳高度角和大气透明度。水平面上的散射辐照度可用下式计算：

$$I_d = C_1 (\sin \alpha_s)^{C_2} \tag{2-12}$$

式中， I_d 为水平面上散射辐照度 (W/m^2)； α_s 为太阳高度角； C_1 、 C_2 为经验常数。 C_1 和 C_2 的数值取决于大气透明度，虽然不同的文献给出的数值不同，但按式(2-12)计算 I_d 的结果差别不大，其误差在允许的观测值范围内。

表 2-6 给出了不同大气透明度情况下的 C_1 和 C_2 值。

表 2-6 不同大气透明度情况下的 C_1 和 C_2 值

透明度 P_2	0.800	0.775	0.750	0.725	0.700	0.675	0.650
C_1	0.155	0.175	0.195	0.215	0.236	0.259	0.281
C_2	0.58	0.58	0.57	0.58	0.56	0.56	0.55

太阳辐射资料通常是由各地气象台提供的。可是一部分地方气象台仅检测并记录水平面上的太阳总辐射，即水平面上的直射辐射和散射辐射的总和。在使用这些数据时，就需要先把太阳总辐射分离成为

直射辐射和散射辐射两部分。

根据对太阳辐射观测的分析,已经发现水平面上的太阳总辐射月平均日辐照量与太阳总辐射月平均日辐照量的比值,跟水平面上的太阳总辐射月平均日辐照量与大气上界太阳辐射月平均日辐照量的比值之间,具有很好的相关性,并符合如下的散射辐射回归方程:

$$K_d = \frac{H_d}{H_t} = 1.390 - 4.027K_T + 5.531K_T^{-2} - 3.108K_T^{-3} \quad (2-13)$$

式中, K_d 为水平面上的太阳总辐射月平均日辐照量与太阳总辐射月平均日辐照量的比值; K_T 为水平面上的太阳总辐射月平均日辐照量与大气上界太阳辐射月平均日辐照量的比值; $K_d = \frac{H_d}{H_t}$; H_d 为水平面上散射辐射月平均日辐照量, $\text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$; H_t 为水平面上太阳总辐射月平均日辐照量, $\text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$, 各地气象台提供; H_0 为大气上界太阳辐射月平均日辐照量, $\text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$, 可查表 2-7。

表 2-7 北纬 $20^\circ \sim 65^\circ$ 大气上界太阳辐射月平均日辐照量

[单位: $\text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$]

月份	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	55°	60°	65°
1	26.63	23.89	21.04	18.09	15.08	12.04	9.04	6.14	3.46	1.20
2	30.14	27.90	25.45	22.84	20.08	17.19	14.24	11.25	8.25	5.36
3	34.29	32.87	31.19	29.27	27.14	24.80	22.28	19.60	16.78	13.84
4	37.42	37.02	36.36	35.43	34.25	32.84	31.19	29.34	27.32	25.16
5	38.78	39.27	39.50	39.47	39.21	38.73	38.03	37.19	36.25	35.37
6	39.02	39.92	40.59	41.11	41.21	41.21	41.04	40.76	40.48	29.15
7	38.76	39.45	39.91	40.11	40.09	39.85	39.43	38.86	38.26	37.81
8	37.69	37.64	37.32	36.74	35.71	34.84	33.56	32.07	30.45	28.73
9	35.15	34.08	32.77	31.19	29.38	27.35	25.13	22.71	20.12	17.40
10	31.19	29.18	26.98	24.57	22.01	19.30	16.46	13.53	10.57	7.60
11	27.28	24.66	21.92	19.04	16.09	13.10	10.10	7.17	3.84	1.95
12	25.40	22.56	19.61	16.59	13.54	10.50	7.54	4.73	2.24	0.35

这样, 由 H_t 和 H_0 得到 K_T , 代入式(2-11)得到 K_d , 然后可分别计算水平面上直射辐射和散射辐射月平均日辐照量:

$$H_d = K_d H_t \quad (2-14)$$

$$H_b = H_t - H_d \quad (2-15)$$

式中, H_b 为水平面上直射辐射和散射辐射月平均日辐照量 $[\text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})]$ 。

2.4.6 倾斜面上的太阳总辐射

上节已经介绍了水平面上的太阳总辐射, 以及如何将太阳总辐射分离成为直射辐射和散射辐射两部分。在太阳能热利用系统设计时, 经常需要将水平面上的太阳总辐照量转换成倾斜面上的太阳总辐照量, 或者将水平面上太阳总辐照度转换成倾斜面上太阳总辐照度。

在进行上述转化时, 直接辐射和散射辐射所采用的方法和公式是不同的。倾斜面上太阳总辐照度 I_θ 由直接辐照度 $I_{b,\theta}$ 、散射辐照度 $I_{d,\theta}$ 和地面反射辐照度 $I_{r,\theta}$ 三部分组成, 即

$$I_\theta = I_{b,\theta} + I_{d,\theta} + I_{r,\theta} \quad (2-16)$$

式中, I_θ 为倾斜面上的太阳总辐照度 (W/m^2) ; $I_{b,\theta}$ 为倾斜面上直射辐照度 (W/m^2) ; $I_{d,\theta}$ 为倾斜面上散射辐照度 (W/m^2) ; $I_{r,\theta}$ 为倾斜面上地面反射辐照度 (W/m^2) 。

通常, 将太阳总辐射与地面反射辐射之差, 称为“净太阳辐射”。

1. 倾斜面上直射辐照度 $I_{b,\theta}$

$$I_{b,\theta} = R_b I_b \quad (2-17)$$

式中, $I_{b,\theta}$ 为倾斜面上直射辐照度 (W/m^2) ; I_b 为水平面上直射辐照度 (W/m^2) ; R_b 为倾斜面上直射辐照度与水平面上直射辐照度的比值。

通过几何关系和三角函数的推导, 可得到 R_b 的计算表达式为

$$R_b = \frac{\cos\theta_T}{\sin\alpha_s}$$

式中, θ_T 为太阳直射辐射入射角; α_s 为太阳高度角。

太阳直射辐射入射角 θ_T 和太阳高度角 α_s 可通过计算得到。在计算中, 要涉及当地地理纬度 φ 、太阳赤纬 δ 、时角 ω 、倾斜面方位角

γ_n 和倾斜面倾角 S 等参数。

2. 倾斜面上散射辐照度 $I_{d,\theta}$

由于散射辐射是各向同性的，均匀的分布在半球天空中，所以倾斜面上散射辐照度可用下式进行计算：

$$I_{d,\theta} = \frac{I_d(1 + \cos S)}{2} \quad (2-18)$$

式中， $I_{d,\theta}$ 为倾斜面上散射辐照度 (W/m^2)； I_d 为水平面上散射辐照度 (W/m^2)； S 为倾斜面倾角。

3. 地面反射辐照度 $I_{r,\theta}$

地面反射辐射也可认为是各向同性的，所以倾斜面上地面反射辐照度可用下式计算：

$$I_{r,\theta} = \frac{\rho_G}{2}(I_b + I_d)(1 - \cos S) \quad (2-19)$$

式中， $I_{r,\theta}$ 为地面反射辐照度 (W/m^2)； ρ_G 为地面反射比，一般工程计算中，取平均值 0.2；若有雪地覆盖时，取值 0.7。

2.5 太阳能资源评估

随着石油、煤炭、天然气等一次能源迅速消耗并面临枯竭的威胁，太阳能作为一种可再生的清洁能源，其开发和利用已经受到了世界各国的普遍关注。太阳能是一种世界公认的未来最有竞争力的能源之一，其开发和利用对于减缓全球气候变化具有重要的意义。然而，全球的太阳能资源会随着所在地的经度和季节变化而有所不同，即使是同一时间、同一纬度的地方，太阳能辐射的品质也受到天气、环境的影响，不同地区的太阳能资源的利用难易程度和效益也相距甚远，因此准确评价太阳能资源是太阳能热电站建设的重要一环。选择合适的地点建造太阳能热电站至关重要，除了要向火电厂一样考虑建造的必要性、合理性外，还要考虑太阳能的品质，充分考虑地形、天文条件等因素的要求，从而实现工程的经济性、安全性和环保性。

2.5.1 太阳能总辐射的计算方法

太阳能资源 (Solar Energy Resources) 是指任一特定时段内 (如日、月、年) 水平面上太阳总辐射量的累积值，单位为兆焦每平方米

(MJ/m^2)。而太阳总辐射 (Global Solar Radiation) 是指太阳直接辐射和散射辐射之和, 单位为兆焦每平方米 (MJ/m^2)。

尽管世界气象组织已经将太阳常数定为 $1367\text{W}/\text{m}^2 \pm 7\text{W}/\text{m}^2$, 但到达地球表面的太阳辐射能却随着季节、时间、地点和天气等因素的不同有较大的变化。具体可以归结为以下几个因素:

1) 天文因素。主要的影响因素包括日地距离、太阳的赤纬和时角。

2) 地理因素。主要的影响因素包括该地的经度、纬度和海拔高度。

3) 几何因素。主要的影响因素包括接受辐射面的倾角和方位。

4) 物理因素。主要考虑由于大气衰减, 接受表面的性质等因素的影响。

5) 天气条件。这一因素具有一定的随机性和突发性。

以上因素将共同影响某一地点的太阳能总辐射量。其资源丰度一般以全年总辐射量[单位为 $\text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$]和全年日照总时数表示。太阳直接辐射强度 (Direct Normal Irradiation, DNI) 是评价聚光太阳能的重要参数之一。

太阳能的数量是以到达地面的太阳总辐射量来表示的, 根据 2008 年 8 月 1 日颁布的中华人民共和国气象行业标准《太阳能资源评估方法 (QX/T 89—2008)》的规定, 首先要计算当天的太阳赤纬、日地距离系数及可照时数, 进而计算日天文总辐射量, 然后累计得到月天文总辐射量和年天文总辐射量。

1. 太阳赤纬

太阳赤纬是指从天赤道沿太阳所在时圈量至日面中心的角距离。春(秋)分时为 0° , 一年之内在 $\pm 23^\circ 27'$ (南北回归线) 之间变化的计算可用式(2-20)来表示。

$$\delta = 0.3723 + 23.2567 \sin x + 0.1149 \sin 2x - 0.1712 \sin 3x - 0.7580 \cos x + 0.3656 \cos 2x + 0.0201 \cos 3x \quad (2-20)$$

$$x = \frac{2\pi \times 57.3 \times (N + \Delta N - N_0)}{365.2422} \quad (2-21)$$

$$N_0 = 79.6764 + 0.2422(y - 1985) - \text{INT}[0.25 \times (y - 1985)] \quad (2-22)$$

式中, δ 为太阳赤纬(rad); x 为计算参数, 无量纲; N 为日序, $N = 1 \sim 365/366$, 1月1日取1; y 为计算年份, 无量纲; $\text{INT}(X)$ 为不大于 X 的最大整数的标准函数; ΔN 为积日订正值, 由观测地点与格林尼治经度差产生的时间差订正值 L ; 和观测时刻与格林尼治0时时间差订正值 W 两项组成, 具体计算见式(2-23) ~ 式(2-25)。

$$\Delta N = \frac{W - L}{24} \quad (2-23)$$

$$\pm L = \frac{\left(D + \frac{M}{60}\right)}{15} \quad (2-24)$$

$$W = S + \frac{F}{60} \quad (2-25)$$

式中, D 为计算点经度的度值; M 为计算点经度的分值; L 为东经取负号, 西经取正号, 在我国取负号; S 为计算时刻时值, $S = 12$; F 为计算时刻分值, $F = 0$ 。

2. 日地距离系数

日地距离系数是计算日天文总辐射量的重要参数, 可用式(2-26)计算,

$$\begin{aligned} \rho^2 = & 1.000423 + 0.032359 \sin x + 0.000086 \sin 2x \\ & - 0.008349 \cos x + 0.000115 \cos 2x \end{aligned} \quad (2-26)$$

式中的计算参数 x 可由式(2-21)得到。

3. 可照时数

可照时数也是计算日天文总辐射量的重要参数, 可用式(2-27)和式(2-28)计算,

$$\sin \frac{T_B}{2} = \sqrt{\frac{\sin\left(45^\circ + \frac{\phi - \delta + \gamma}{2}\right) \sin\left(45^\circ - \frac{\phi - \delta - \gamma}{2}\right)}{\cos \phi \cos \delta}} \quad (2-27)$$

$$T_A = 2 \times T_B \quad (2-28)$$

式中, T_A 为日可照时数(h); T_B 为半日可照时数(h); γ 为蒙气差, $\gamma = 34'$; ϕ 为纬度, 单位为度; δ 为太阳赤纬(rad)。

4. 时差

时差由式(2-29)计算得到, 即

$$E_Q = 0.0028 - 1.9857 \sin x + 9.9059 \sin 2x \\ - 7.0924 \cos x - 0.6882 \cos 2x \quad (2-29)$$

式中, x 可由式(2-21)得到。

5. 真太阳时

太阳视圆面中心连续两次上中天的时间间隔叫做真太阳日。真太阳时可由式(2-30)得到:

$$TT = C_T \pm L + E_Q \quad (2-30)$$

式中, TT 为真太阳时(h); C_T 为北京时; L 为经度时差; E_Q 为时差。

6. 日天文总辐射量

日天文总辐射量可由式(2-31)和式(2-32)计算得到:

$$Q_n = \frac{I_0}{\pi \rho^2} (\omega_0 \sin \varphi \sin \delta + \cos \varphi \cos \delta \sin \omega_0) \quad (2-31)$$

$$\omega_0 = \arccos(-\tan \varphi \tan \delta) \quad (2-32)$$

式中, Q_n 为日天文太阳总辐射 [$\text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$]; T 为时间周期为 $24 \times 60 \text{min} \cdot \text{d}^{-1}$; I_0 为太阳常数 $0.0820 \text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{min})$; ρ 为日地距离系数, 通过式 2-26 计算, 无量纲; φ 为地理纬度(rad); δ 为太阳赤纬(rad), 通过式 2-20 计算; ω_0 为日出、日落时角(rad)。

7. 月太阳总辐射量

将一个月每天的日太阳总辐射量加和就可以得到月太阳总辐射量, 用式(2-33)计算月太阳总辐射量, 即

$$Q_M = \sum_{d=1}^C Q_d \quad (2-33)$$

式中, Q_M 为计算地点月天文太阳总辐射 [$\text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$]; Q_d 为观测地点日太阳总辐射量观测值 [$\text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$]; M 为计算月的天数, 如 1 月为 31 天。

对于无太阳辐射观测的地点, 可以选择最近的有太阳辐射观测的站点进行参考, 建立经验公式对太阳总辐射量进行计算。其原理为线性回归和最小二乘法, 具体推导读者可参见相关的文献, 这里只给出其计算方法, 见式(2-34)和(2-35)。

$$Q_M = Q_0(a + bS) \quad (2-34)$$

$$Q_0 = \sum_{n=1}^M Q_n \quad (2-35)$$

式中, Q_M 为计算地点月天文太阳总辐射 [$\text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$]; Q_0 为观测地点月太阳总辐射观测值 [$\text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$]; Q_n 为观测地点日太阳总辐射量观测值 [$\text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$]; M 为计算月的天数, 如 1 月为 31 天; S 为月日照百分率, 无量纲; a 、 b 为利用最小二乘法计算求出的经验系数, 无量纲, 有

$$a = \bar{y} - b \bar{S}'_1 \quad (2-36)$$

$$b = \frac{\sum_{i=1}^n (S'_{1i} - \bar{S}'_1)(y_i - \bar{y})}{\sum_{i=1}^n (S'_{1i} - \bar{S}'_1)^2} \quad (2-37)$$

式中, S'_{1i} 为参考站点的逐年月日照百分率, 无量纲; $\bar{S}'_1$ 为参考点月日照百分率的平均值, 无量纲; $y_i = \frac{Q'_i}{Q_0}$ 为参考站点逐年月辐射总量与月天文辐射总量的比值, 无量纲; $\bar{y}$ 为参考站点逐年月辐射总量与月天文辐射总量的比值的平均值, 无量纲; n 为选取观测资料的年数, 无量纲。

月日照百分率的计算式为

$$S_1 = \text{INT}\left(\frac{S}{T_M}\right) \times 100\% \quad (2-38)$$

式中, S 为月实际日照时数(h); T_M 为月可照时数。

8. 年太阳总辐射量

将一年每个月的月太阳总辐射量加和就可以得到年太阳总辐射量, 计算式见式(2-39):

$$Q_Y = \sum_{M=1}^{12} Q_M \quad (2-39)$$

式中, Q_Y 为计算地点年太阳总辐射 [$\text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$]; Q_M 为计算地点逐月太阳总辐射量 [$\text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$]。

值得说明的是, 我国 1981 年 1 月 1 日开始使用世界辐射测量基

准(World Radiometric Reference, WRR)测量太阳能辐射, 此前一直使用的是国际直接日射表标尺(International Pyrheliometric Scale, IPS)。在使用我国太阳能辐射量的统计资料前, 要将 IPS 转换为 WRR, 其转换关系为

$$\frac{WRR}{IPS} = 1.022 \tag{2-40}$$

2.5.2 太阳能资源的丰富程度与稳定程度

对太阳能资源丰富程度、稳定程度的评估是太阳能热利用的一项重要指标, 可以对太阳能资源分级, 为太阳能利用提供重要的参考数据。在进行评估时, 需要选用具有气象意义的 30 年气候平均值。

对太阳能资源丰富程度的评估是以年太阳能总辐射量为标准的, 其等级可参见表 2-8。

表 2-8 太阳能资源丰富程度等级

年太阳能总辐射量	资源丰富程度
$\geq 1740\text{kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$	资源最丰富
$\geq 6300\text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$	
$1400 \sim 1740\text{kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$	资源很丰富
$5040 \sim 6300\text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$	
$1150 \sim 1400\text{kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$	资源丰富
$3780 \sim 5040\text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$	
$< 1160\text{kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$	资源一般
$< 3780\text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$	

太阳能资源稳定程度是用各月的日照时数大于 6h 的天数的最大值与最小值的比值表示, 可以反映当地太阳能资源全年变幅的大小, 比值越小说明太阳能资源越稳定, 越利于太阳能资源的利用。此外, 最大值与最小值出现的季节也反映了太阳能资源的一种特征。太阳能资源稳定程度指标可由式(2-41)计算得到

$$K = \frac{\max(Day_1, Day_2, \cdots, Day_{12})}{\min(Day_1, Day_2, \cdots, Day_{12})} \tag{2-41}$$

式中, K 为太阳能地缘稳定程度指标, 无量纲; $Day_1, Day_2, \cdots, Day_{12}$ 为 1 至 12 月各月日照时数大于 6h 的天数(d)。

太阳能资源稳定程度等级见表 2-9。

表 2-9 太阳能资源稳定程度等级

太阳能资源稳定程度指标	稳定程度
<2	稳定
2~4	较稳定
>4	一般

2.5.3 我国太阳能资源分布

我国地处北半球, 土地宽广, 幅员辽阔, 国土总面积达 960 万 km^2 。南从北纬 4° 的曾母暗沙, 北到北纬 52.5° 的漠河, 西自东经 73° 的帕米尔高原, 东至东经 135° 的黑龙江与乌苏里江汇流处, 距离都在 5000km 以上。在我国广阔富饶的土地上, 有着丰富的太阳能资源。全国各地的年太阳辐射总量为 $928 \sim 2333 \text{kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2$, 中值为 $1626 \text{kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2$ 。

根据各地接受太阳总辐射量的多少, 可将全国划分为五类地区, 见表 2-10。

表 2-10 中国太阳能资源区划

地区类型	年日照时数(h/a)	年辐射总量/ ($\text{MJ}/\text{m}^2 \cdot \text{a}$)	等量热量所需标准燃煤/kg	包括的主要地区	备注
一类	3200~3300	6680~8400	225~285	宁夏北部, 甘肃北部, 新疆南部, 青海西部, 西藏西部	太阳能资源最丰富地区
二类	3000~3200	5850~6680	200~225	河北西北部, 山西北部, 内蒙南部, 宁夏南部, 甘肃中部, 青海东部, 西藏东南部, 新疆南部	较丰富地区

(续)

地区 类型	年日照时 数(h/a)	年辐射总量/ (MJ/m ² ·a)	等量热量所需 标准燃煤/kg	包括的主要地区	备注
三类	2200~3000	5000~5850	170~200	山东, 河南, 河北东 南部, 山西南部, 新疆 北部, 吉林, 辽宁, 云 南, 陕西北部, 甘肃东 南部, 广东南部	中等地区
四类	1400~2000	4200~5000	140~170	湖南, 广西, 江西, 浙江, 湖北, 福建北 部, 广东北部, 陕西南 部, 安徽南部	较差地区
五类	1000~1400	3350~4200	115~140	四川大部分地区, 贵州	最差地区

一类地区为我国太阳能资源最丰富的地区, 年太阳辐射总量为 6680~8400MJ/m², 相当于日辐射量 5.1~6.4kW·h/m²。这些地区包括宁夏北部、甘肃北部、新疆东部、青海西部和西藏西部等地。尤以西藏西部最为丰富, 最高达 2333kW·h/m²(日辐射量 6.4kW·h/m²), 居世界第二位, 仅次于撒哈拉大沙漠。

二类地区为我国太阳能资源较丰富地区, 年太阳辐射总量为 5850~6680MJ/m², 相当于日辐射量 4.5~5.1kW·h/m²。这些地区包括河北西北部、山西北部、内蒙古南部、宁夏南部、甘肃中部、青海东部、西藏东南部和新疆南部等地。

三类地区为我国太阳能资源中等类型地区, 年太阳辐射总量为 5000~5850MJ/m², 相当于日辐射量 3.8~4.5kW·h/m²。主要包括山东、河南、河北东南部、山西南部、新疆北部、吉林、辽宁、云南、陕西北部、甘肃东南部、广东南部、福建南部、苏北、皖北、台湾西南部等地。

四类地区是我国太阳能资源较差地区, 年太阳辐射总量为 4200~5000MJ/m², 相当于日辐射量 3.2~3.8kW·h/m²。这些地区包括湖

南、湖北、广西、江西、浙江、福建北部、广东北部、陕南、苏北、皖南以及黑龙江、台湾东北部等地。

五类地区主要包括四川、贵州两省，是我国太阳能资源最少的地区，年太阳辐射总量为 $3350 \sim 4200 \text{ MJ/m}^2$ ，相当于日辐射量只有 $2.5 \sim 3.2 \text{ kW} \cdot \text{h/m}^2$ 。

从全国来看，我国是太阳能资源相当丰富的国家，绝大多数地区年平均日辐射量在 $4 \text{ kW} \cdot \text{h/m}^2$ 以上，西藏最高达 $7 \text{ kW} \cdot \text{h/m}^2$ 。与同纬度的其他国家相比，和美国类似，比欧洲、日本优越得多。上述一、二、三类地区约占全国总面积的 $2/3$ 以上，年太阳辐射总量高于 5000 MJ/m^2 ，年日照时数大于 2000 h ，具有利用太阳能的良好条件。特别是一、二类地区，正是我国人口稀少、居住分散、交通不便的偏僻、边远的广大西北地区，经济发展较为落后。可充分利用当地丰富的太阳能资源，采用太阳能发电技术发展经济，提高人民生活水平。

2.5.4 实例分析

本节将根据前面介绍的内容，以我国西部某太阳能槽式热发电站为例，来讲解热发电站选址的要求。

该太阳能槽式热发电站位于我国西部地区，海拔在 $1000 \sim 1200 \text{ m}$ ，属于干旱的温带大陆性气候，全年气候干旱，日照时间长，云量少，大气透明度高，年总辐射量可达 $1800 \sim 2400 \text{ kW} \cdot \text{h/m}^2$ ，全年日照时数为 $2600 \sim 3200 \text{ h}$ 。

建设太阳能热发电站之前，首先要建设太阳直射辐射 (DNI) 观测站，以测量当地的太阳能情况，建设 DNI 观测站需要符合以下的条件：

- 1) 年直射光辐照量不低于 $1900 \text{ kW} \cdot \text{h/m}^2$ ；
- 2) 太阳能热发电站占地面积大，需要摆放数量众多的太阳能集热器，所以该地必须地表平坦，一般不低于 $1.5 \text{ km} \times 1.5 \text{ km}$ ；
- 3) 太阳能热发电站的发电工质为水，所以该地的可用水数量必须充足；
- 4) 热发电站附近具有主变容量不低于 100 MVA 的变电站；
- 5) 为了降低建造成本，方便建设，该地需要有优越的交通运输条件，便于运送设备、备品、备件和备用燃料等。

本例中仅对评价太阳能资源作出分析，对于其他方面的考虑会在本章后面的太阳能热发电站选址中加以论述。

将现场测量的 DNI 值与 DNI 观测站得到的测光数据订正为反映站区太阳直射辐射长期平均水平的代表年数据。然后，可以得到具有一般规律的长期平均水平的代表年数据。其订正后的每月 DNI 变化如表 2-11 所示。

表 2-11 测光年修正后 DNI 月际变化一览表

(单位: $\text{kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2$)

月份	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
修正后实数据	17	136	137	140	180	81	87	86	79	85	62	30
年 DNI	1920											

由此可知，该地太阳能资源属于二类地区，即为太阳能资源很丰富的区域，另外 DNI 值也达到 $1920\text{kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2$ 。站址所处地区地势平坦开阔，大气污染程度极低，属于未开发的盐碱地，非生态保护区，也非候鸟栖息地，具有很好的太阳能开发利用价值，适于建设大规模光热发电工程。现在需要调研这三个地区的具体情况，综合考虑在何地建设太阳能热发电站。相关内容，读者可以参阅本书 4.2 节。

第3章 传热学基本理论

3.1 引言

传热就是由温差引起的热量的传递或转移。传热学是以热力学定律为基础，用分析方法或实验方法研究热能的传递过程，并以此定量地预测热能的传递速率和温度场变化的一门学科。

热量传递是自然界和生产中一种非常普遍的现象。因此，在各类太阳能热利用系统中，无一例外地都有传热问题。绝大多数系统是在增大太阳能吸收的同时，尽量减小系统的热损失。有的系统既要增强吸收太阳能的有效能量，又要强化其散热能力，使系统保持较低的工作温度。因此，在对太阳能热利用系统及其部件进行设计和分析时，必须熟悉并掌握有关传热学的一些基本理论知识。

热量传递有三种基本方式：导热、对流换热和热辐射。

导热是指物体各部分之间不发生相对位移时，依靠分子、原子及自由电子等微观粒子的热运动而产生的热量传递。从微观角度看，气体、液体、导电固体和非导电固体的导热机理是不同的。气体导热是气体分子不规则热运动造成相互碰撞的结果；液体分子间的距离比较近，分子碰撞的机会较多较强，故导热能力比气体强；导电固体中有相当多的自由电子，自由电子的运动在导电固体导热中起主要作用；非导电固体导热是通过原子、分子在其平衡位置附近的振动来实现的。

对流换热是指流体流过固体壁面的情况下所发生的热量交换，主要是靠流体分子的随机运动和流体的宏观运动来实现。对流仅能发生在流体中，而且对流必然会伴随着导热现象，这是因为流体分子会在对流的同时进行不规则的热运动。按流动起因的不同，对流换热可以区别为强制对流换热和自然对流换热两大类。前者是由于泵、风机等外部动力源所造成的，而后者通常由于流体内部的密度差所引起。

热辐射是指具有一定温度的物体以电磁波的形式发射辐射能。热辐射的电磁波是物体内部微观粒子在热运动状态改变时激发出来的,只要物体的温度高于绝对零度,物体总是不断地把热能变为辐射能,向外发出热辐射。热辐射可以在真空中传递,而导热和对流必须要有物质存在的条件才能实现。辐射换热不仅产生能量的转移,而且还伴随着能量形式的变化,即发射时从热能转变为辐射能,而被吸收时又从辐射能转换为热能。

在实际情况中,三种热传递方式往往是同时存在的,只是在特定条件下,会以其中一种或两种传递方式为主。本章将概要地介绍热量的传导、对流和辐射,以及在太阳能热利用系统中解决传热问题可能利用到的重要计算公式。

3.2 导热

3.2.1 导热基本定律

一般来讲,物体的温度分布是坐标和时间的函数,即

$$T = f(x, y, z, \tau) \quad (3-1)$$

式中, x, y, z , 为空间笛卡儿坐标; τ 为时间坐标。

$\tau = 0$ 时, 即物体各点温度不随时间变动, 这种温度场称为稳态温度场, 对应的热传导过程称为稳态导热过程; $\tau \neq 0$ 时, 温度分布随时间改变, 这种温度场称为非稳态温度场, 对应的热传导过程称为非稳态导热过程。

大量实践经验证明, 单位时间内通过单位截面所传递的热量与当地垂直于截面方向上的温度变化率成正比, 即

$$\Phi \propto A \frac{\partial T}{\partial n} \quad (3-2)$$

引入比例常数可得:

$$\Phi = -\lambda A \frac{\partial T}{\partial n} \quad (3-3)$$

式中, Φ 为传热量(J); λ 为导热系数[$\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$]; A 为截面面积(m^2); $\partial T/\partial n$ 为温度梯度($^\circ\text{C}/\text{m}$)。

式(3-3)就是导热基本定律的数学表达式, 也叫作傅里叶定律。

导热系数 λ 表示物质的属性, 表示在物体温度升高的方向, 温度沿等温线法线方向的变化率。式中负号表示在没有外加能量的情况下, 热量传递的方向总是指向温度降低的方向, 即温度梯度 $\partial T / \partial n$ 总是负值。这是满足热力学第二定律所必需的。

同时, 傅里叶定律也可用热流密度 q 来表示, 即

$$q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \quad (3-4)$$

式中, q 为导热热流密度 (W/m^2)。

3.2.2 通过平壁的导热

设一块平壁, 壁厚为 δ , 表面积为 A , 其两个面均匀恒定的温度分别为 T_1 、 T_2 , 如图 3-1 所示。设 δ 与平壁的高、宽相比是个小量, 则可以认为只在壁厚方向存在导热。

设平壁的导热系数 λ 为常数, 则对式(3-3)积分后可得

$$\Phi = \frac{\lambda A}{\delta} (T_1 - T_2) \quad (3-5)$$

式中, δ 为壁厚 (m); T_1 、 T_2 分别为平壁两个面的温度 ($^{\circ}\text{C}$)。

式(3-5)可以写为

$$\Phi = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{\delta}{\lambda A}} \quad (3-6)$$

如果将式(3-6)中的 $(T_1 - T_2)$ 比作电学上的电位差, 将 Φ 比作电流, 则根据欧姆定律 ($I = U/R$), $\delta/\lambda A$ 相当于电阻。在热转移过程中我们称之为热阻, 即热转移过程中的阻力, 也用 R 来表示。

根据热阻的概念, 我们可以推出通过多层平壁的导热计算公式。以三层壁为例。设各层的厚度为 δ_1 、 δ_2 和 δ_3 , 各层的导热系数为 λ_1 、 λ_2 、 λ_3 , 并且已知多层壁两表面的温度 T_1 、 T_4 (T_2 、 T_3 未知), 接下来就是要确定通过多层壁热流密度 q 的计算公式。

各层的热阻可以表示为

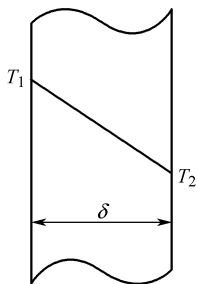


图 3-1 导热系数为常数时平壁导热过程的温度分布

$$\begin{cases} \frac{\delta_1}{\lambda_1 A} = \frac{T_1 - T_2}{\Phi} \\ \frac{\delta_2}{\lambda_2 A} = \frac{T_2 - T_3}{\Phi} \\ \frac{\delta_3}{\lambda_3 A} = \frac{T_3 - T_4}{\Phi} \end{cases} \quad (3-7)$$

联系到电路中的串联电路，那么导热的总热阻就等于各层热阻相加，即三层壁的总热阻为

$$\frac{T_1 - T_4}{\Phi} = \frac{\delta_1}{\lambda_1 A} + \frac{\delta_2}{\lambda_2 A} + \frac{\delta_3}{\lambda_3 A} \quad (3-8)$$

式(3-8)也可以写为

$$\Phi = \frac{T_1 - T_4}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (3-9)$$

式中

$$R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1 A}, \quad R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2 A}, \quad R_3 = \frac{\delta_3}{\lambda_3 A}$$

依此类推， N 层多层壁的计算公式为

$$\Phi = \frac{T_1 - T_{N+1}}{\sum_{i=1}^N \frac{\delta_i}{\lambda_i A}} \quad (3-10)$$

3.2.3 通过圆管的导热

在太阳能热利用系统中，经常需要分析通过圆管的导热问题。考察一个内、外半径分别为 r_1 、 r_2 的圆管，圆管外包有隔热层，层内、外半径分别为 r_2 、 r_3 。各半径处所对应的温度分别为 T_1 、 T_2 、 T_3 。圆管及隔热层的导热系数分别为 λ_a 、 λ_b ，如图 3-2 所示。在稳态条件下，通过圆管与隔热层的热流量 Φ 是不变的。设管长为 L ，且远大于 r_3 ，那么在半径 r 处可通过热流的截面积为 $A = 2\pi rL$ 。

根据傅里叶定律，结合边界条件(当 $r = r_1$ 时, $T = T_1$; 当 $r = r_2$ 时, $T = T_2$)，对导热速率 $\Phi = -\lambda_a(2\pi rL)\frac{dT}{dr}$ 积分可以得到

$$\Phi = \frac{2\pi\lambda_a L(T_1 - T_2)}{\ln(r_2/r_1)} \quad (3-11)$$

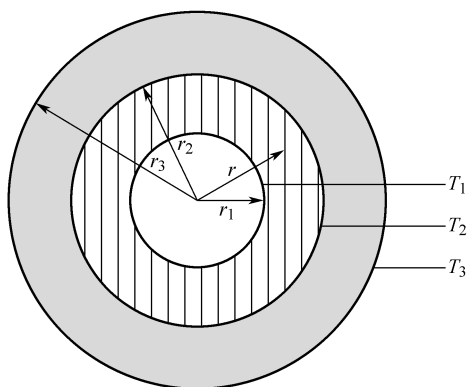


图 3-2 包有隔热层的圆管的一维热传导示意图

根据导热热阻定义, 通过整个圆管的导热热阻 R_a 与通过隔热层的导热热阻 R_b 分别为

$$R_a = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi\lambda_1 L} \quad R_b = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi\lambda_2 L} \quad (3-12)$$

因此, 在已知 T_1 和 T_3 的情况下, 可求得包有隔热层的圆管的热流量。

$$\Phi = \frac{T_1 - T_3}{R_a + R_b} = \frac{2\pi L(T_1 - T_2)}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{\lambda_a} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{\lambda_b}} \quad (3-13)$$

当圆管有两层或多层隔热层时, 可以用相同方法处理。

3.2.4 通过球壳的导热

在太阳能热利用系统中, 有时会采用球形的蓄热容器。对于球形容器, 设其内、外半径分别为 r_1 、 r_2 , 其内、外表面的温度分别为 T_1 、 T_2 , 容器壁导热系数为 λ 。那么在任意半径 r 处 ($r_1 < r < r_2$), 与热流方向垂直的截面积为 $A = 4\pi r^2$ 。根据傅里叶定律与给定的边界条件, 积分可得导热流量为

$$\Phi = \frac{4\pi\lambda(T_1 - T_2)}{1/r_1 - 1/r_2} \quad (3-14)$$

显然, 容器的热阻为

$$R = \frac{1/r_1 - 1/r_2}{4\pi\lambda} \quad (3-15)$$

3.3 对流换热

3.3.1 牛顿冷却定律

对流换热的基本计算式是牛顿冷却公式，即

$$q = h(T_w - T_f) \quad (3-16)$$

式中， q 为对流热流密度 (W/m^2)； h 为对流换热系数 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$]； T_w 和 T_f 分别为壁面温度和流体温度 ($^\circ\text{C}$)。

牛顿冷却公式只是对流换热系数 h 的一个定义式，它没有揭示出对流换热系数与影响它的物理量之间的本质联系。在实际换热过程中，对流换热系数 h 的大小与流体的流动状态，流体的物性 (λ, μ, ρ 等)，换热表面的几何形状、大小、布置及表面粗糙度等因素有关，因而确定 h 是十分复杂的。所以，研究对流换热的基本任务其实就在于用理论分析或者实验手段来确定各种场合下 h 的计算关系式。

3.3.2 层流、湍流和雷诺数

流体力学的研究已表明，粘性流体存在两种不同的流动状态——层流和湍流。层流时各层流体沿着主流方向平行有规则的向前流动，而湍流流动虽然就宏观来看，流体的流向一致，但是流体各微团之间会发生强烈的混合而作不规则的运动，因此在其他条件相同的情况下，湍流时的换热强度自然要比层流大得多。

判断流体流动的状态是层流还是湍流，是由雷诺数 (Reynolds Number) 来确定的。雷诺数是用来表征流体流动情况的无量纲数，以 Re 表示。

流体流动可以是内部流动，也可以是外部流动。对于内部流动，雷诺数 Re_D 可表示为

$$Re_D = \frac{\rho V D_H}{\mu} = \frac{V D_H}{\nu} \quad (3-17)$$

式中， ρ 为流体密度 (kg/m^3)； V 为管道截面的平均流速 (m/s)； D_H 为水力直径 (m)， $D_H = 4 \times \text{流通截面积}/\text{湿周}$ ； μ 为流体的动力粘度 [$\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m})$]； ν 为流体的运动粘度 (m^2/s)， $\nu = \mu/\rho$ 。

另外, 雷诺数 Re_D 可以表示为

$$Re_D = \frac{\rho V^2}{\mu (V/D_H)} \quad (3-18)$$

上式表明, 雷诺数可理解为在流体运动中惯性力对粘性力的比值。因此, 雷诺数小意味着粘性力占主要地位, 流体各质点平行于管内壁有规则地流动, 呈层流流动状态。雷诺数大, 意味着惯性力占主要地位, 流体呈湍流流动状态。对于管内流动雷诺数 $Re < 2300$ 为层流状态, $Re > 4000$ 为湍流状态, $Re = 2000 \sim 4000$ 为过渡状态。在不同的流动状态下, 流体的运动规律、流速的分布等都是不同的, 因而管道内流体的平均流速 $\bar{V}$ 与最大流速 $V_{\max}$ 的比值也是不同的。但可以肯定的是, 紧贴管壁的速度都是零, 而中心速度最大。层流时的速度分布呈抛物线状, 从图 3-3 中可发现 $\bar{V}/V_{\max} \approx 0.5$, 因此对于层流流体, 只要知道中心速度 $V_{\max}$, 就可推算出平均速度和流量。当流体呈湍流状态时, 对于不同的 Re_D , $\bar{V}/V_{\max}$ 是不一样的。作为近似, 当 $Re_D = 10^4$ 时, $\bar{V}/V_{\max}$ 取 0.8; 当 $Re_D = 10^8$ 时, $\bar{V}/V_{\max}$ 取 0.9。需要注意的是, 此处的 Re_D 是按 $\bar{V}$ 确定的。

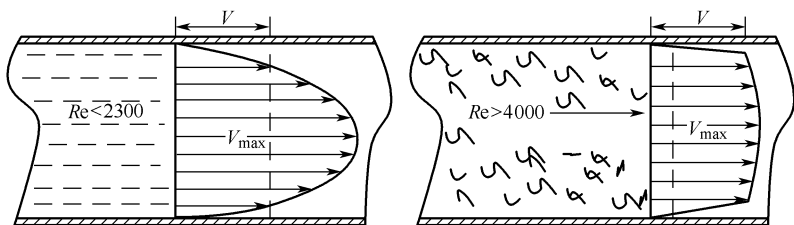


图 3-3 层流和湍流的速度分布

3.3.3 边界层理论

对流换热的热阻 (即换热强度) 主要取决于靠近壁面处流体的状况, 因为此处受流体粘性影响的流体的速度和温度梯度最大, 这个区域称为边界层。

当具有粘性且能润湿平壁的流体流过壁面时, 由于粘性力的作用使靠近壁面附近的流体温度降低, 直至紧贴壁面处的流体速度为零, 即产生如图 3-4 所示的速度分布。将减速的区域称为速度边界层, 其

厚度用 σ 表示。通常，将速度边界层厚度 σ 定义为边界层外缘处的流速 V 达到 $0.99V_\infty$ 时的 y 值。

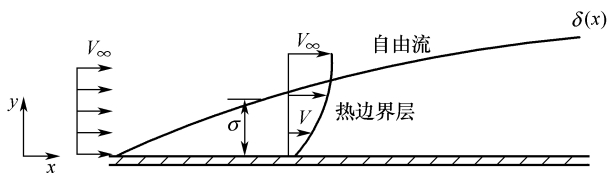


图 3-4 平壁面上的速度边界层

当流体流过与其温度不同的壁面时，除了会形成一个速度边界层外，还引起受热或冷却，使靠近壁面附近的流体温度发生变化，即产生如图 3-5 所示的温度分布。此存在温度梯度的区域称为温度边界层，其厚度用 σ_t 表示。习惯上，将温度边界层厚度 σ_t 定义为边界层外缘处温度 T 达到 $(T_s - T) = 0.99(T_s - T_\infty)$ 时的 y 值。

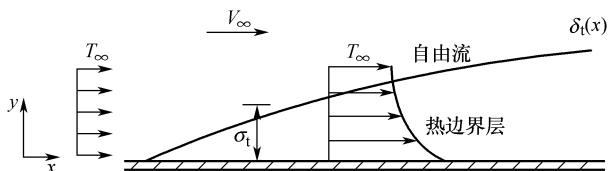


图 3-5 平壁面上的温度边界层

3.3.4 对流换热的经验公式

在太阳能利用系统的分析设计中，为了计算对流换热量，必须要知道牛顿冷却公式中的对流换热系数 h 。但由于 h 受诸多因素的影响，对于大多数复杂的实际情况，很难用该分析的方法确定 h 。所以，一般我们将对流换热的实验数据整理成各无量纲数之间的关系式，以供在集合上与之相似的流动边界条件使用。此方法的基础是相似理论。

1. 无量纲数

为了能正确应用对流换热的经验公式，先简要说明几个重要的无量纲数。

(1) 努赛尔(Nusselt)数 Nu

努赛尔数的定义式为

$$Nu = \frac{hL}{\lambda} \quad (3-19)$$

式中, h 为对流换热系数 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$]; L 为传热面几何特征尺寸 (m); λ 为流体的导热系数 [$\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$]。

由定义式(3-9)可以看出, 努赛尔数是一个反映对流换热强弱的无量纲数, 表示为流体层的导热阻力与对流换热阻力的比例。实际情况中, 由于水的导热系数比空气的导热系数要大出一个数量级以上, 所以水相比空气在与固体壁面之间进行对流换热时的换热系数要多得多。

(2) 雷诺(Reynolds)数 Re

在前面章节中, 我们已经给雷诺有过定义, 其定义式为式(3-18)。

(3) 普朗特(Prandtl)数 Pr

普朗特数是有流体物性参数组成的一个无量纲参数群, 表明温度边界层和流动边界层的关系, 反映流体物理性质对对流传热过程的影响, 它的表达式为

$$Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda} \quad (3-20)$$

式中, C_p 为流体的定压比热容 [$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$]; μ 为流体的动力粘度 [$\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$]; λ 为流体的导热系数 [$\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$]。

Pr 数也经常表示为

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (3-21)$$

式中, a 为热扩散系数 (m^2/s), $a = \lambda/\rho C_p$; ν 为流体的运动粘度 (m^2/s), $\nu = \mu/\rho$ 。

式(3-21)表明 Pr 可以理解为流体的动量扩散能力与热量扩散能力之比。

(4) 格拉晓夫(Grashof)数 Gr

格拉晓夫数的表达式为

$$Gr = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu^2} \quad (3-22)$$

式中, g 为重力加速度 (m/s^2); β 为流体的膨胀系数 ($1/\text{K}$); L 为传热面几何特征尺寸 (m); ΔT 为流体与壁面的温度之差 (K)。

正如雷诺数决定了强迫对流的流动情况, 格拉晓夫数反映的是自然对流流动强度对对流换热强度的影响, 它可理解为流场中流体的浮升力与粘性力之比。

(5) 瑞利 (Rayleigh) 数

瑞利数是在自然对流传热中与传热系数关联的无量纲参数, 其表达式为

$$Ra = Pr \ Gr = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\alpha\nu} \quad (3-23)$$

式中, g 为重力加速度 (m/s^2); β 为流体的膨胀系数 ($1/\text{K}$); L 为传热面几何特征尺寸 (m); ΔT 为流体与壁面的温度之差 (K); α 为热扩散系数 (m^2/s), $\alpha = \lambda/\rho C_p$ 。

以上所述的 Nu 、 Re 、 Pr 、 Gr 、 Ra 等无量纲数也可称为“无量纲准则”或“准则数”。

对于强迫对流换热或者自然对流换热, 我们可通过对边界层守恒方程的无量纲化, 推导出对流换热系数与下述无量纲数之间的关系:

对于强迫对流换热, 有

$$Nu = C Re^n Pr^m \quad (3-24)$$

对于自然对流换热, 有

$$Nu = C (Gr \ Pr)^n \quad (3-25)$$

以上两式中 C 、 m 、 n 都是由实验数据所确定的常数。

2. 相似理论

在传热过程中, 若两者传热现象相似, 则由其中一个传热现象所得的实验数据就可应用于另一个传热现象。因此, 我们就要清楚在什么条件下, 两个传热现象才相似, 即判断相似的条件是什么。

对于同类现象, 如果单值性条件相似且同名已定准则数相等, 则现象必定相似。其中单值性条件相似应包括几何条件相似、时间条件相似 (非稳态传热)、物性相似以及边界条件相似。

相似理论表明, 相似现象的同名准则数必定相等。若现象 1 和现象 2 相似, 则两现象的各已定准则数和待定准则数应分别相等, 这一

相似性质将为实验结果的推广应用提供理论依据。

在太阳能利用系统中,吸热管或吸热板与工作流体的传热,透明盖板及储热箱外壁与周围环境的传热,空气加热器中的空气与吸热板之间的传热等,都是对流换热过程或者包含对流换热过程。因此,在确定实际问题中的对流换热系数时,必然会使用到如式(3-24)和(3-25)这样的准则公式。要使用这些准则公式,当然必须要满足单值性条件相似这个重要前提。

3. 准则公式

接下来,介绍一些在太阳能热利用系统分析设计中常用的准则公式。

(1) 管内层流换热

对于管壁温度沿流动方向为定值的管内层流换热,通过大量的实验结果提出了下列准则公式:

$$Nu = 1.96 \left(Re \cdot Pr \frac{D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (3-26)$$

式中, D 为管径; L 为管长; μ 、 μ_s 分别为按流体的平均温度和管壁温度所取定的流体的动力粘度; Nu 、 Re 及 Pr 数中的流体物性都按流体的平均温度来取值,即

$$\bar{T}_f = \frac{T_{f,i} + T_{f,o}}{2} \quad (3-27)$$

式中, $T_{f,i}$ 、 $T_{f,o}$ 分别为流体进出口温度。

式(3-26)的实验验证范围为 $Pr = 0.48 \sim 16700$; $\mu/\mu_s = 0.0044 \sim 9.75$; $\left(Re \cdot Pr \frac{D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \geq 2$, 且管壁处于均匀温度。

在此范围下,可认为管长方向的绝大部分流动处于充分发展区,所以可近似分析得到 $Nu = 3.66$ 。

若沿流动方向管壁的热流密度是定值,则对于充分发展的管内层流换热可通过严格的分析得到 $Nu = 4.36$ 。

(2) 管内湍流换热

对于管内湍流换热,学术上应用时间最长最普遍的关联式为

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (3-28)$$

加热流体时, n 取 0.4; 冷却流体时, n 取 0.3。上式习惯上又称为 Dittus-Boelter 公式, 该公式主要适用于流体与壁面温度温差为中等的场合。式中的流体物性也是采用流体的平均温度, 与管内层流换热类似。

式(3-28)的实验验证范围为: $Re = 10^4 \sim 1.2 \times 10^5$, $Pr = 0.7 \sim 120$, $L/D \geq 60$ 。

(3) 非圆形管道内的强迫对流换热

以上讨论的是基于圆形管道的, 在太阳能热利用系统中, 会碰到一些异形的管道, 如矩形, 三角形等管道。因此, 考虑采用水力直径 D_H 作为特征尺度对圆管得出的湍流换热公式近似地予以利用, 来计算 Re 和 Nu 。对于充分发展的异形管道的 Nu 数可见表 3-1。

表 3-1 充分发展的异形管道的 Nu 数

截 面 形 状	$Nu = hD_H/\lambda$	
	均匀热流	均匀壁温
正三角形	3.11	2.47
正方形	3.61	2.98
正六边形	4.00	3.34
圆形	4.36	3.66

(4) 流体横掠单管的强迫对流换热

在太阳能热利用系统中, 经常会使用带有玻璃罩管的真空集热管, 这就需要确定在有风速情况下空气横掠玻璃罩管的对流换热系数。对于 $Re > 500$ 的情况, 可用下述准则公式:

$$Nu = 0.46Re^{0.5} + 0.00128Nu \quad (3-29)$$

式中, Re 和 Nu 的特征尺度都按玻璃罩管的外径计算, 速度取风速, 物性参数取空气与玻璃罩管外表面在平均温度时的值。

(5) 空气沿平板流动时的强迫对流换热

在一定风速下, 空气流过太阳集热器的透明盖板时, 都会发生强迫对流换热。在现有的太阳能热利用专著中, 常采用下述近似公式:

$$h_c = 5.7 + 3.8v \quad (3-30)$$

式中, v 为风速(m/s)。但式(3-30)并未考虑平板的长宽比值及气流

与平板间的攻角对换热的影响。

基于实验研究提出了下述通用性很强的准则公式，即

$$Nu = 0.86 Re_L^{1/2} Pr^{1/3} \quad (3-31)$$

对式(3-31)的应用有专门的特征尺寸的规定，即

$$Re_L = \frac{V_\infty}{\nu} L = 4A/C \quad (3-32)$$

式中， A 为平板面积； C 为平板周长。式(3-31)适用于攻角范围 $25^\circ \sim 90^\circ$ ， Re_L 为 $2 \times 10^4 \sim 9 \times 10^4$ ，最大误差为 $\pm 10\%$ 。用式(3-30)计算会使 h 偏高。

(6) 平行平板间的自然对流换热

太阳能热利用系统中，常常需要计算两块平行平板间的自然对流换热，如平板太阳集热器透明盖板与吸热板之间的空气夹层或者双层玻璃窗之间的空气夹层等的自然对流换热。

对于垂直放置的矩形空腔，有下述准则公式：

$$Nu = 0.22 \left(\frac{Pr}{0.2 + Pr} Gr Pr \right)^{0.28} \left(\frac{H}{\delta} \right)^{-0.25} \quad (3-33)$$

式中， H 为夹层高度； δ 为夹层间距。其适用范围为， $2 < H/\delta < 10$ ， $Pr < 10^5$ ， $Gr Pr < 10^{10}$ 。

对于 H/δ 很大的情况，则采用下述准则公式：

$$Nu = 0.42 (Gr Pr)^{0.25} Pr^{0.012} \left(\frac{H}{\delta} \right)^{-0.3} \quad (3-34)$$

适用范围为 $10 < H/\delta < 40$ ， $1 < Pr < 2 \times 10^4$ ， $10^4 < Gr Pr < 10^7$ 。

对于倾斜放置的矩形空腔，有下述准则公式：

$$Nu = 0.64 (Gr Pr \cos \theta)^{0.25} Pr^{0.012} \left(\frac{H}{\delta} \right)^{-0.3} \quad (3-35)$$

适用范围为 $30^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$ ， $12 < H/\delta < 40$ ， $1.3 \times 10^4 < Gr Pr < 10^6$ 。

$$Nu = 0.13 (Gr Pr)^{0.285} \quad (3-36)$$

适用范围为 $0^\circ \leq \theta \leq 15^\circ$ ， $18 < H/\delta < 40$ ， $2.2 \times 10^4 < Gr Pr < 4 \times 10^5$ 。

在上述准则式中，特征尺寸都用空气夹层厚度 δ ，物性参数都按夹层冷热面的平均温度来取值。

(7) 垂直壁的自然对流换热

对于垂直壁的自然对流换热，采用下述准则公式：

$$Nu = 0.55 (Gr Pr)^{1/4} \quad (3-37)$$

适用范围为 $1700 < Gr Pr < 10^8$ 。

$$Nu = 0.13 (Gr Pr) \quad (3-38)$$

适用范围为 $Gr Pr > 10^8$ 。

在以上两个准则公式中，特征尺寸为垂直壁的高度，物性参数按壁面温度和远离表面处空气温度的平均值选取。

3.3.5 对流边界条件下平板和圆管壁的换热量

1. 通过平板的对流换热量

如图 3-6 所示为平板左侧较高温度的工作流体向其右侧较低温度的工作流体传热的示意图。

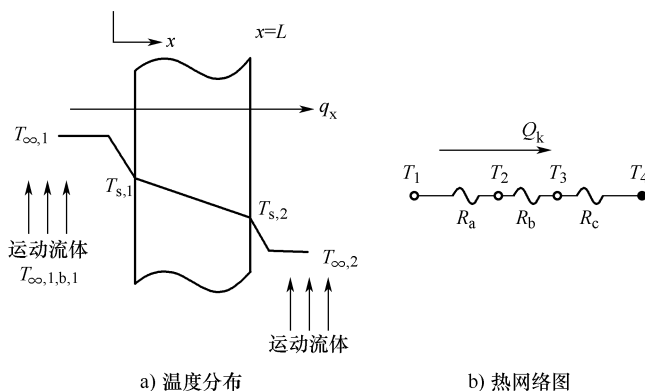


图 3-6 通过平板的传热速率

设平板厚度为 Δx ，导热系数为 λ ，平板两侧工作流体的温度分别为 $T_{\infty,1}$ 和 $T_{\infty,2}$ ，平板的对流换热系数分别为 $h_{c,1}$ 和 $h_{c,2}$ ，平板两侧的壁面温度分别为 $T_{s,1}$ 、 $T_{s,2}$ 。根据牛顿冷却定律，可知流体与平板间的对流换热量为

$$Q_c = h_c A (T_{\infty} - T_s) = \frac{(T_{\infty} - T_s)}{1/h_c A} = \frac{(T_{\infty} - T_s)}{R_c} \quad (3-39)$$

式中， R_c 为对流热阻 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)。

利用热阻的概念，并参考图 3-6b，可对图中串联热网络的每个单元分别写出传热速率的表达式，即

$$Q_{c,1} = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{1/h_{c,1}A} \quad (3-40)$$

$$Q_k = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\Delta x / \lambda A} \quad (3-41)$$

$$Q_{c,2} = \frac{T_{s,2} - T_{\infty,2}}{1/h_{c,2}A} \quad (3-42)$$

由于在稳态条件下, $Q_{c,1} = Q_k = Q_{c,2}$, 因此容易推导整个研究的系统对流换热量为

$$Q = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_t} \quad (3-43)$$

式中, R_t 为总热阻($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)。

$$R_t = \frac{1}{h_{c,1}A} + \frac{\Delta x}{\lambda A} + \frac{1}{h_{c,2}A} \quad (3-44)$$

有时, 常利用与牛顿冷却定律中对流换热系数 h 有类似定义的总传热系数 U 来计算换热量, 即

$$Q = UA\Delta T \quad (3-45)$$

因此, 总传热系数 U 的表达式为

$$U = \frac{1}{R_t A} \frac{1}{\frac{1}{h_{c,1}} + \frac{\Delta x}{\lambda} + \frac{1}{h_{c,2}}} \quad (3-46)$$

式中, 总传热系数 U 的单位与 h 相同, 为 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。

2. 通过圆管壁的换热量

通过圆管壁的换热可以结合对平板的换热分析方法以及在导热中对圆管壁导热的分析方法进行分析。如图 3-7 所示为两层圆管壁内较高温度的工作流体向较低温度的工作流体传热过程示意图及其热网络图。

可以推知换热量为

$$Q = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{\frac{1}{2\pi r_1 L h_{c,1}} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi \lambda_a L} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi \lambda_b L} + \frac{1}{2\pi r_3 L h_{c,3}}} \quad (3-47)$$

以总热阻和总传热系数来表示, 则有

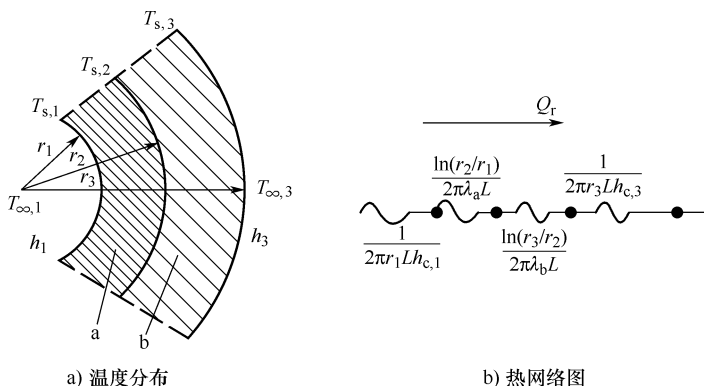


图 3-7 通过两层管壁的传热速率

$$Q = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,3}}{R_t} = U_1 A_1 (T_{\infty,1} - T_{\infty,3}) \quad (3-48)$$

式中，总热阻 R_t 为

$$R_t = \frac{1}{2\pi r_1 L h_{c,1}} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi \lambda_a L} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi \lambda_b L} + \frac{1}{2\pi r_3 L h_{c,3}} \quad (3-49)$$

总传热系数 U_1 为

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,1}} + \frac{r_1}{\lambda_a} \ln \frac{r_1}{r_b} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{r_2}{r_3} \frac{1}{h_{c,3}}} \quad (3-50)$$

$$A_1 = 2\pi r_1 L \quad (3-51)$$

上述总传热系数 U_1 是以圆管的内壁面积 A_1 来定义的。同样，也可用 A_2 或 A_3 来定义总传热系数 U_2 或 U_3 。

应该指出，在利用公式或图对总热阻进行分析时，应了解在四个串联的单元热阻中，哪一个在 R_t 中起主要作用。因为在常见情况下，与这个起主要作用的单元热阻相比，其他热阻往往是可以忽略不计的。

3.4 热辐射

3.4.1 热辐射现象的基本概念

发射辐射能是各类物质的固有特性。当原子内部的电子受温和振

动时,产生交替变化的电场和磁场,发出电磁波向空间传播,这就是辐射。由于自身温度或热运动的原因而激发产生的电磁波传播,就称为热辐射。显然,热辐射是电磁波传递能量的现象。通常把波长在 $0.1 \sim 100 \mu\text{m}$ 范围的电磁波称为热辐射。热辐射的传播速度与光速相同,真空中光速 $c_0 = 2.998 \times 10^8 \text{ m/s}$ 。在介质中,光速 $c < c_0$,可用介质的折射率 $n = c_0/c$ 来表示介质特性,可以发现 $n > 1$ 。

1. 传播速度与波长、频率间的关系

热辐射具有一般辐射现象的共性,在介质中辐射的传播特性存在如下关系:

$$c = f\lambda \quad (3-52)$$

式中, c 为介质中的辐射传播速度 (m/s); f 为频率 (s^{-1}); λ 为波长 (m),常用单位为 μm , $1 \mu\text{m} = 10^{-6} \text{ m}$ 。

2. 辐射的吸收、反射与透射

当热辐射透射在一个物体表面时,会发生吸收、反射和透射现象。

设物体对投射辐射的吸收率、发射率以及透射率分别为 α 、 ρ 、 τ ,根据能量守恒定律可知:

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (3-53)$$

实用工程材料中,一般认为热辐射不能穿透固体和液体,即 $\tau = 0$ 。于是有

$$\alpha + \rho = 1 \quad (3-54)$$

当热辐射投到气体上时,由于气体对辐射能几乎没有反射能力,则可认为 $\rho = 0$ 。于是有

$$\alpha + \tau = 1 \quad (3-55)$$

热辐射投射到物体表面后的反射现象有镜面反射和漫反射两种类型,区分反射类型取决于物体的表面粗糙度。当物体表面的粗糙尺寸小于投射辐射的波长时,形成镜面反射;反之,则形成漫反射。

3. 黑体

黑体是一种理想物体,其吸收比 $\alpha = 1$,这意味着它能全部吸收各种波长的辐射。因此,在处理实际热辐射问题时,就可以用黑体来衡量实际物体的辐射能力大小。自然界中是不存在黑体的,但可以用

人工方法制造出近似于黑体的模型。如图 3-8 所示, 设有一个腔壁为黑体的腔体, 且腔体的温度保持均匀一致, 此时在腔壁上开个小孔, 这种带有小孔且温度均匀的空腔就是一个黑体模型。值得指出的是, 制造空腔的材料本身的吸收比大小原则上对黑体模型没有影响, 只是在小孔面积与腔体总面积之比一定的情况下, 材料的吸收比越大, 黑体的有效吸收比就越大; 小孔面积占空腔面积份额越小, 小孔的吸收比就越高。同时, 由于周围特性对黑体的发射率不产生影响, 故黑体发射辐射能的特性只能是温度的函数。

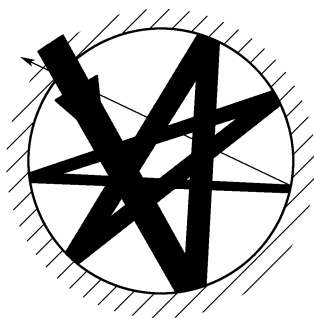


图 3-8 黑体模型

黑体在热辐射分析中具有特殊的重要性, 接下来我们将根据一些被实验证实过的黑体辐射特性定律来处理一般物体的一些辐射性质参数。

3.4.2 黑体辐射基本定律

1. 斯蒂芬-波尔兹曼 (Stefan-Boltzmann) 定律

在知道斯蒂芬-波尔兹曼定律之前, 首先我们要了解辐射力这一概念, 即单位时间内物体单位表面积向半球空间所有方向发射出去的全部波长的辐射能的总量, 记为 E , 单位为 W/m^2 。辐射力是从总体上表征了物体发射辐射能本领的大小。

黑体的辐射力和热力学温度 (K) 的关系由斯蒂芬-波尔兹曼定律所规定:

$$E_b = \sigma T^4 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (3-56)$$

式中, σ 称为黑体辐射常数, $\sigma = 5.669 \times 10^{-8} \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$; C_0 称为黑体辐射系数, $C_0 = 5.669 \times 10^{-8} \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$; 下标 b 表示黑体; T 为热力学温度 (K);

这一定律表明黑体的辐射力与绝对温度的四次方成比例, 因此又称为辐射四次方定律。它是热辐射工程计算的基础。

2. 普朗克 (Planck) 定律

普朗克定律建立了黑体辐射能与波长分布的规律,为了定量分析,需要引入光谱辐射力的概念。光谱辐射力是指单位时间内物体单位表面积向半球空间所有方向发射出去的包含 λ 的单位波长范围内的辐射能,记为 $E_{\text{b}\lambda}$,单位为 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{m})$ 或者 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \mu\text{m})$,需要注意的是单位的分母中的 m 或者 μm 表示的是单位波长的宽度。

黑体的光谱辐射力与绝对温度 T 和波长 λ 的函数关系由如下普朗克定律表示为

$$E_{\text{b}\lambda} = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{\frac{C_2}{\lambda T} - 1}} \quad (3-57)$$

式中, $E_{\text{b}\lambda}$ 为黑体光谱辐射力 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \mu\text{m})$]; λ 为波长 (μm); T 为黑体热力学温度 (K); e 为自然对数的底数; C_1 为第一辐射常量, $C_1 = 3.7419 \times 10^{-16}$; C_2 为第二辐射常量, $C_2 = 1.4388 \times 10^{-2}$ 。由图 3-9 可见黑体的光谱辐射力与波长 λ 的变化规律。

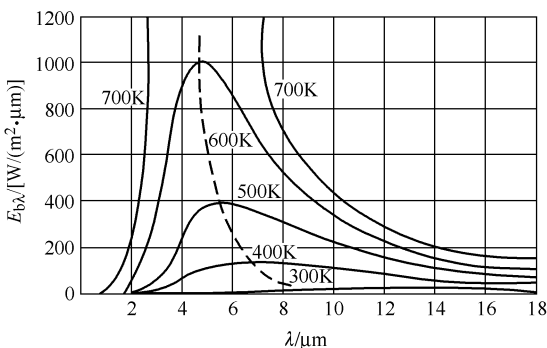


图 3-9 普朗克定律图示

3. 维恩 (Wien) 位移定律

将式(3-57)对 λ 求导并使其等于零便可得出:

$$\lambda_m T = 208976 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot \text{K} \quad (3-58)$$

式中, λ_m 为光谱辐射力最大处的波长。上式表达的波长 λ_m 与温度 T 成反比的规律即为维恩 (Wien) 位移定律。

4. 兰贝特 (Lambert) 余弦定律

兰贝特余弦定律给出了黑体辐射能按空间方向的分布规律,在此

引入立体角以及定向辐射强度的概念。

微元立体角以及立体角所在半球空间的球坐标如图 3-10 所示, 微元立体角的定义如下式:

$$d\Omega = \frac{dA_c}{r^2} \quad (3-59)$$

在球坐标系中, φ 为经度角, θ 为纬度角, 由图 3-10 可求得

$$dA_c = r d\theta \, r \sin\theta d\varphi \quad (3-60)$$

代入式(3-59)得到微元立体角为

$$d\Omega = \sin\theta d\theta d\varphi \quad (3-61)$$

立体角的单位称为空间度, 记作 sr 。

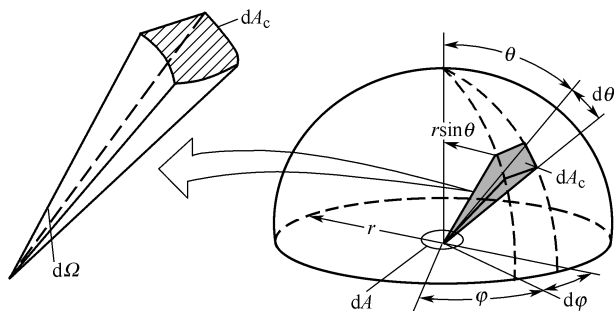


图 3-10 微元立体角与半球空间几何参数的关系

定向辐射强度就是单位时间内单位可见辐射面积单位立体角的辐射能量。图 3-11, 实验测定表明:

$$I(\theta) = \frac{d\Phi(\theta)}{dA \cos\theta d\Omega} \quad (\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{sr}) \quad (3-62)$$

此处, I 为常数, 与 θ 无关。因此上式可写为:

$$I = \frac{d\Phi(\theta)}{dA \cos\theta d\Omega} \quad (3-63)$$

式(3-63)表明黑体的定向辐射强度等于常量, 与方向无关。这就是兰贝特余弦定律。需要注意的是定向辐射强度是以单位可见面积作为度量的依据, 如果以实际辐射面积为度量依据, 则就是式(3-62)所示的结果。因此黑体单位面积辐射出去的能量在空间不同方向的分布按纬度角 θ 的余弦规律变化, 这是兰贝特余弦定律的另一

种表达方式, 即余弦定律。

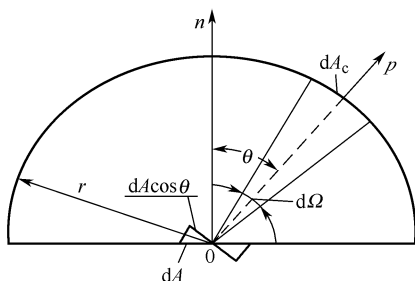


图 3-11 可见面积示意图

5. 实际物体的辐射特性

黑体是所有物体当中吸收能力最大, 同时发射能力也最大的理想化表面, 这个特点使它很自然地成为了描述实际表面的吸收和发射能力大小的最佳基准。通常实际表面(固体或液体)的光谱辐射力比同温度的黑体小, 而且表现不出像黑体那么有规律。一般对实际物体表面辐射进行一定程度的简化, 再用辐射率和吸收率进行修正。引入辐射率是为了定量描述实际物体在发射辐射方面与黑体的差别, 而引入吸收率是为了定量描述实际物体在吸收辐射方面与黑体的差别。

(1) 发射率

实际物体的辐射力 E 总是小于同温度下黑体的辐射力 E_b , 因此引入发射率的概念, 发射率用 ε 表示, 即

$$\varepsilon = \frac{E}{E_b} \quad (3-64)$$

因此, 实际物体的辐射力可以表示为

$$E = \varepsilon E_b = \varepsilon \sigma T^4 \quad (3-65)$$

这就是实际物体辐射换热计算的基础。发射率仅取决于物体自身, 而与周围的环境条件无关。

(2) 光谱发射率

实际物体的光谱辐射力小于同温度下黑体同一波长下的光谱辐射力, 两者之比即为实际物体的光谱发射率定向辐射率, 用 ε_λ 表示, 即

$$\varepsilon_{\lambda} = \frac{E_{\lambda}}{E_{b\lambda}} \quad (3-66)$$

显然光谱发射率与实际物体的发射率之间有如下关系：

$$\varepsilon = \frac{E}{E_b} = \frac{\int_0^{\lambda} \varepsilon(\lambda) E_{b\lambda} d\lambda}{\sigma T^4} \quad (3-67)$$

(3) 定向辐射率

实际物体辐射按空间的分布，也不尽符合兰贝特余弦定律。为了说明不同方向上定向辐射强度的变化，在此给出定向辐射率的定义式

$$\varepsilon_{\theta} = \frac{E_{\theta}}{E_{b\theta}} = f(\theta) \quad (3-68)$$

式中， E_{θ} 、 $E_{b\theta}$ 分别是与辐射面法向成 θ 角的方向上实际物体与黑体的定向辐射强度。

6. 基尔霍夫 (Kirchhoff) 定律

基尔霍夫定律描述了物体发射辐射的能力和吸收辐射的能力之间的关系。此定律可从研究两个表面的辐射传热导出。假定图 3-12 中的两块平行平板间距很小，即从一块板发出的辐射全部落在另一块板上。若板 1 为黑体表面，其辐射力、吸收率和表面温度分别为 E_b 、 $\alpha_b (=1)$ 和 T_1 。板 2 为任意物体的表面，其辐射力、吸收率和表面温度分别为 E 、 α 和 T_2 。现考虑板 2 的能量收支差额，板 2 辐射的能量 E 投射在板 1 上时被全部吸收。同时黑体表面 1 的辐射能量 E_b 只有 αE_b 被板 2 吸收，其余部分 $(1-\alpha)E_b$ 被反射回板 1，并被板 1 全部吸收，因此板 2 的能量收支差额就是两板间辐射传热的热流密度，即

$$q = E - \alpha E_b \quad (3-69)$$

当 $T_1 = T_2$ 时，即处于平衡状态时， $q = 0$ 。于是上式变为

$$\frac{E}{\alpha} = E_b \quad (3-70)$$

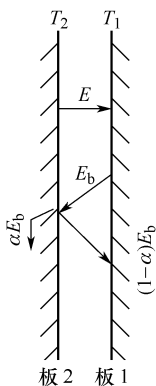


图 3-12 说明
基尔霍夫
定律示意图

推广到任意物体时,则可写出如下关系式:

$$\frac{E_1}{\alpha_1} = \frac{E_2}{\alpha_2} = \cdots = \frac{E}{\alpha} = E_b \quad (3-71a)$$

也可写成

$$\alpha = \frac{E}{E_b} = \varepsilon \quad (3-71b)$$

式(3-71a)和式(3-71b)就是基尔霍夫定律的两种数学表达式。式(3-71a)可以表述为:在热平衡条件下,任何物体的自身辐射和它来自黑体辐射的吸收率的比值,恒等于同温度下黑体的辐射力。而式(3-71b)可表述为:热平衡时,任意物体对黑体投入辐射的吸收率等于同温度下该物体的发射率。

在此引入灰体的概念。如果物体的吸收率与波长无关,它就称为灰体,灰体也是一种理想物体。工业上的辐射传热计算一般都按灰体来处理。对于漫灰体,不论投入辐射是否来自黑体,也不论是否处于热平衡状态,其吸收比恒等于同温度下的发射率,这个结论可以给太阳能热利用系统中辐射传热的计算带来实质性的简化。

3.4.3 物体表面间的辐射换热

1. 角系数

角系数是一个纯几何因子,与两个表面的温度及发射率没有关系,因此在研究角系数时可以把物体当作黑体来处理。表面1对表面2的角系数 $X_{1,2}$,是指落在表面2上的由表面1发射出的辐射能与表面1向外发出的总辐射能。

角系数具有以下几个重要的性质:

(1) 相对性

$$A_1 X_{1,2} = A_2 X_{2,1} \quad (3-72)$$

式中, A_1 , A_2 分别为表面1和表面2的面积。

(2) 完整性

对于有 N 块表面组成的封闭腔,根据能量守恒定律有

$$\sum_{i=1}^n X_{1,i} = 1 \quad (3-73)$$

(3) 可加性

从表面 1 落到表面 2 上的总能量等于落到表面 2 上各部分(假设有 a,b 两部分)的辐射能之和, 于是有

$$X_{1,2} = X_{1,2a} + X_{1,2b} \quad (3-74)$$

2. 本身辐射、投射辐射和有效辐射

本身辐射是指物体自身发出的辐射。由物体单位表面积发出的辐射功率称为本身辐射密度, 用 e 表示, 数值上跟物体的发射率和温度有关。根据发射率的定义及斯蒂芬-波尔兹曼定律, 可知

$$e = \varepsilon e_b = \varepsilon \sigma T^4 \quad (3-75)$$

投射辐射是指由外界投射在物体表面的辐射。物体单位表面积所接收到的投射辐射流称为投射辐射密度, 用 G 表示。

有效辐射是指物体的本身辐射与物体对投射辐射的反射辐射之和。同样, 物体单位表面积的有效辐射称为有效辐射密度, 用 J 表示。根据定义有

$$J = e + \rho G = \varepsilon \sigma T^4 + \rho G \quad (3-76)$$

3. 平板间的辐射换热

设有两块靠的很近且平行放置的平板, 不仅都是灰体, 而且都是“朗伯表面”, 如图 3-13 所示。

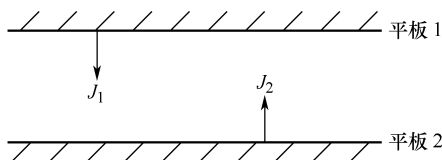


图 3-13 两块平板间的辐射换热示意图

由有效辐射的定义有

$$J_1 = \varepsilon_1 e_{b1} + \rho_1 G_1 \quad (3-77)$$

$$J_2 = \varepsilon_2 e_{b2} + \rho_2 G_2 \quad (3-78)$$

式中, e_{b1} 、 e_{b2} 分别为与 1、2 同温度黑体的辐射密度; G_1 、 G_2 分别为 1、2 的投射辐射密度; ρ_1 、 ρ_2 分别为 1、2 的反射率。

由于两平板的面积很大, 且间距小, 故可认为角系数为 1。即离开一块平板表面的辐射全部投射在另一块平板表面。所以有

$$J_1 = G_2 \quad (3-79)$$

$$J_2 = G_1 \quad (3-80)$$

结合以上四式, 可得:

$$J_1 = \frac{\varepsilon_1 e_{b1} + \rho_1 \varepsilon_2 e_{b2}}{1 - \rho_1 \rho_2} \quad (3-81)$$

$$J_2 = \frac{\varepsilon_2 e_{b2} + \rho_2 \varepsilon_1 e_{b1}}{1 - \rho_1 \rho_2} \quad (3-82)$$

对于不能透射的物体($\rho = 1 - \alpha$), 并假定两块平板为灰体($\alpha = \varepsilon$)。因此式(3-81)和式(3-82)可表示为

$$J_1 = \frac{\varepsilon_1 e_{b1} + \varepsilon_2 e_{b2} - \varepsilon_1 \varepsilon_2 e_{b2}}{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_1 \varepsilon_2} \quad (3-83)$$

$$J_2 = \frac{\varepsilon_2 e_{b2} + \varepsilon_1 e_{b1} - \varepsilon_1 \varepsilon_2 e_{b1}}{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_1 \varepsilon_2} \quad (3-84)$$

物体的净辐射换热密度 q_{net} 为有效辐射密度与投射辐射密度之差, 即

$$q_{\text{net}} = J - G \quad (3-85)$$

因此可以得到

$$q_{\text{net},1} = \frac{\varepsilon_1 \varepsilon_2 e_{b1} - \varepsilon_1 \varepsilon_2 e_{b2}}{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_1 \varepsilon_2} = \frac{e_{b1} - e_{b2}}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (3-86)$$

对于两块平板间的辐射换热, 平板 1 和 2 的净辐射换热密度的大小应该相同, 所以有

$$q_{\text{net},2} = -q_{\text{net},1} \quad (3-87)$$

设每块平板面积为 A , 其温度分别为 T_1 、 T_2 , 则总的净辐射量为

$$Q_{\text{net},1} = -Q_{\text{net},2} = \frac{A\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} = \varepsilon_n A\sigma(T_1^4 - T_2^4) \quad (3-88)$$

式中, ε_n 为有效辐射率, 即:

$$\varepsilon_n = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (3-89)$$

若平板温度不是很高, 且温差也较小, 则可将式(3-88)线性化。又因为

$$T_1^4 - T_2^4 = (T_1 - T_2)(T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2)$$

则式(3-88)可改写为

$$Q_{\text{net},1} = \frac{T_1 - T_2}{R_i} \quad (3-90)$$

式中, R_i 为辐射热阻, 即

$$R_i = \frac{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}{A\sigma(T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2)} \quad (3-91)$$

3.4.4 通过半透明介质的辐射传递

对于大多数太阳能热利用系统的吸热面, 都利用透明盖板加以隔热, 以减小吸热面的热损。本小节主要介绍这类透明盖板材料的辐射特性。

1. 辐射在两种介质交界面上的反射

式(3-92)给出了非偏振辐射投射在两种介质交界面上的定向反射率:

$$\rho(\beta) = \frac{\rho_{\parallel}(\beta) + \rho_{\perp}(\beta)}{2} = \frac{1}{2} \left[\frac{\sin^2(\beta - \theta)}{\sin^2(\beta + \theta)} + \frac{\tan^2(\beta - \theta)}{\tan^2(\beta + \theta)} \right] \quad (3-92)$$

式中, $\rho_{\parallel}$ 和 $\rho_{\perp}$ 分别为平行偏振分量和垂直偏振分量的反射率; β 和 θ 分别为入射角和折射角(见图 3-14), 其关系式由菲涅尔定律确定, 即

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\sin \theta}{\sin \beta} \quad (3-93)$$

显然, 若已知两种介质的折射率及入射角, 就可确定两种介质交界面上的反射率。

对于投射辐射是垂直于两种介质交界面的特殊情况, 可得

$$\rho = \left(\frac{n_2 - n_1}{n_2 + n_1} \right)^2 \quad (3-94)$$

2. 辐射在半透明介质中的衰减

辐射在半透明介质中传播时, 其强度将沿途衰减, 而衰减的程度与介质的物理特性及辐射所通过的路程有关。现就光谱辐射的情况讨论如下。

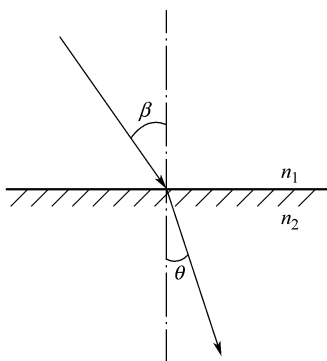


图 3-14 在两种介质交界面上的投射及折射

设有一块厚度为 L 的半透明介质，在 $x=0$ 处的光谱辐射强度为 $I_{\lambda,0}$ ，现要确定通过 L 后的光谱辐射强度 $I_{\lambda,L}$ ，如图 3-15 所示。

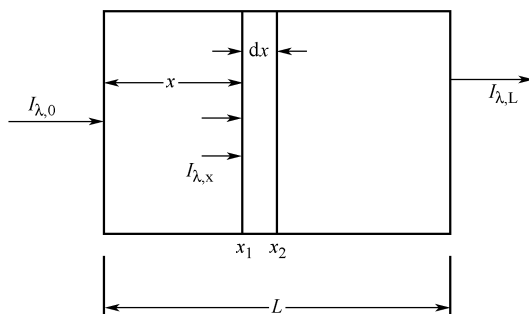


图 3-15 辐射在半透明介质中的衰减

考察介质中厚度为 dx 的一个小体积，辐射流通过 dx 厚度后，辐射强度的减小量为 $dI_{\lambda,x}$ ，它与 x 处的光谱辐射强度 $I_{\lambda,x}$ 和厚度 dx 成比例，即

$$dI_{\lambda,x} = -K_{\lambda} I_{\lambda,x} dx \quad (3-95)$$

式中， K_{λ} 是由介质的物性所决定的比例常数。由于在辐射的传播方向上 $I_{\lambda,x}$ 随 x 的增大而减小，因而上式右边有负号。

对式(3-9)求积分可得

$$I_{\lambda,L} = I_{\lambda,0} e^{-K_{\lambda} L} \quad (3-96)$$

上式称为布格尔(Bouguer)定律。

显然，厚度为 L 的半透明介质的光谱透射率 τ_λ 为

$$\tau_\lambda = I_{\lambda,L}/I_{\lambda,0} = e^{-K_\lambda L} \quad (3-97)$$

对于全波长辐射，半透明介质的全透射率 τ 可写出类似的关系式，即

$$\tau = \frac{I_L}{I_0} = e^{-KL} \quad (3-98)$$

第4章 槽式热发电站

4.1 太阳能集热系统

4.1.1 太阳能聚光集热系统

由于太阳辐射能的能量密度较低，要想得到较高的集热温度，就必须通过聚光集热的手段来实现。1912年，为了给工业过程提供高温蒸气，Shuman在开罗建成了当时世界上第一个槽式太阳能聚光集热器。该聚光器总长为62m，开口宽度为4m，用于直接加热蒸气。随后，许多公司相继开始安装这种用于工业热利用的槽式太阳能聚光器。

槽式太阳能聚光集热系统由多个太阳能集热器组合 SCA (Solar Collector Assembly) 组成，而每个太阳能集热器组合又由若干个太阳能集热器单元 SCE (Solar Collector Elements) 构成，太阳能集热器组合包括聚光器、集热管、跟踪机构三个部分。

槽式太阳能聚光集热系统是利用串/并联列阵的槽式抛物面反光镜将太阳光聚焦成高能量密度的光束聚焦到放置在焦线上的集热管上，集热管吸收太阳辐射能后，将管内传热工质加热。

槽式太阳能聚光集热系统以线聚焦代替了点聚焦，运行温度一般不超过400℃。由于聚光集热系统的接收器长、散热面积大，与点聚光系统如塔式和碟式相比，热损耗较大；不过槽形抛物面集热装置的制造所需的构件形式不多，容易实现标准化，适合批量生产。

4.1.2 聚光器技术

槽式太阳能聚光器由反光镜和支架两部分组成，反光镜放置在一定结构的支架上，在跟踪机构的帮助下，使反光镜反射的太阳光聚焦到放置在焦线上的集热管吸热面。聚光器应满足以下几点要求：①具有较高的反射率；②具有良好的聚光性能；③具有足够的刚度；④具有良好的抗疲劳能力；⑤具有良好的抗风载荷能力；⑥具有良好的抗

腐蚀能力；⑦具有良好的运动性能；⑧具有良好的保养、维护、运输性能。

与塔式太阳能热发电的定日镜相比，槽式太阳能热发电聚光系统的制造难度相对更大，主要是体现在以下三点：①抛物面镜曲面比定日镜曲面弧度大；②平放时，槽式聚光器迎风面比定日镜要大，抗风能力要求更高；③运动性能要求更高。

1. Luz 聚光器技术

从 1984 ~ 1991 年的 8 年间，Luz 公司在美国加利福尼亚州的 Mojave 沙漠中建成了 9 座净功率为 353.8MW 的槽式太阳能热发电站。在热发电站建设过程中，Luz 公司完成 LS—1 ~ LS—3 三代槽式太阳能聚光器的设计，并成功实现了商业化运行。

由于 LS—1 和 LS—2 聚光器的生产、安装成本较高，导致热发电站的初期投资和运行维护成本较高。为了降低 LS 系列聚光器在大规模工程应用时的生产、安装成本，Luz 公司设计了 LS—3 聚光器，并将其应用于太阳能热发电站 SEGS V-IX 中。结构设计的改变使 LS—3 聚光器在跟踪准确度上得到了很大提高，并在安装时允许有一定的倾角。但是，根据以往 SEGS 热发电站的运行经验显示，任何成本的降低都是以聚光器的性能和可维护性为代价。与 LS—2 聚光器相比，LS—3 聚光器的热性能有所下降，且聚光器的维护变得更加困难。

随着 Luz 公司的破产，Solel 太阳能系统公司于 1992 年收购了 Luz 公司所有的聚光集热器生产设备，并为 Luz 公司已建成的 9 座槽式太阳能热发电站提供关键零部件和聚光集热器的技术支持。

2. EuroTrough 聚光器技术

EuroTrough 协会在 LS 系列聚光集热器结构设计的基础上完成了新一代槽式太阳能聚光器的设计和试验测试——EuroTrough 聚光集热器。

EuroTrough 聚光集热器提出了一种扭矩框聚光器，它消除了 LS—2 和 LS—3 聚光器在生产和运行中产生的许多问题。这种扭矩框设计既实现了 LS—3 集热器桁架设计概念低成本的目的，又达到了 LS—2 聚光器扭矩框所具有的高扭转刚度和方便调整的优点。

EuroTrough 聚光器的核心部件是一个约 12m 长的空间框架，在其

两侧面上固定了用于固定抛物面反光镜的支撑臂。该空间框架由四个不同部分组成,可以现场安装、固定,简化了加工过程,降低了加工成本。

由于反光镜支撑臂的设计, EuroTrough 聚光器因自重和风载荷产生的变形比 LS—3 小,从而减小了聚光器在运行过程中的扭转变形和弯曲变形,提高了聚光器的光学性能。高强度的扭矩框设计方法使单个驱动系统和转接管(旋转接头或金属软管)的数量减小,达到了降低聚光器成本和聚光损失的目的。

同时由于改进了聚光器支撑架的设计,聚光器可以以 3% 的坡度进行安装,大大减少了现场地面处理成本。通过预加工和现场固定架安装相结合的方式保证了聚光器的准确度。

该设计目的之一是减小聚光器的重量,其总重量相比 LS—3 的设计方案减小了 14%,减少部件的多样性,减轻聚光器结构的重量,使用紧凑的运输方式,这些改进使其成本又降低了 10%。同时,热性能和光学性能的试验结果表明, EuroTrough 聚光器在性能上比 LS—3 聚光器提高了 3%。因此,许多开发商和团体选择了 EuroTrough 聚光器技术。

3. Solargenix 聚光器技术

Solargenix DS-1 聚光器采用全铝空间框架,它模仿了 LS—2 聚光器实际的尺寸和操作特点,但在结构特性、重量、加工复杂程度、抗腐蚀性、生产成本及安装上都优于 LS—2 聚光器。风洞试验表明,这种设计方式的抗扭刚度和梁刚度与 LS—2 聚光器几乎相等,而且提高了聚光器在运行过程中的风载荷抵抗能力(如较高的抗弯曲和扭转刚度等),简化了加工过程,减少了部件的数目。结构中所使用支撑杆都是 $2\text{in}^\ominus$ 规格的矩形压制铝管,每个空间框架由 137 个支撑杆组成如桁架一样的三维形式,在施工现场通过套节连接在一起。每个支撑杆的两端各有一个螺孔,用于和套节连接。Solargenix DS-1 在重量上是 LS—2 结构重量的一半,便于生产加工、运输及现场安装,并且具有较好的抗腐蚀性。尽管 DS-1 聚光器的安装成本比 LS—2 聚光器低,

$^\ominus$ 1 in = 0.0254m, 后同。

但光学性能相当。

2005 年，Solargenix 公司推出了新型的 SGX-1 聚光器。该类聚光器采用有机蛛丝网状套节结构，其结构的零件数比 DS-1 聚光器减少了一半，重量上减轻了 30%，聚光器的安装耗时减少了 1/3，并且使用低成本的挤压部件，反光镜无需排列校正，单一钻模提供了较大的耐性。目前，SGX-1 聚光器技术应用于 Nevada Solar One 槽式聚光太阳能热发电站中。

4. IST 聚光器技术

IST(Industrial Solar Technology) 聚光器起初用于低温工业过程加热。在 NREL 的 USA Trough 计划的支持下，IST 聚光器在效率上提高了很多，能应用于高温太阳能热发电，同时降低了成本。最初的 IST 聚光器是由铝制成，后来用电镀钢结构代替了铝制结构，用薄的镀银玻璃反光镜取代了镀铝聚合体反光镜，提高了高温条件下集热管选择性涂层的热性能和耐久性。聚光器钢结构和薄玻璃反光镜的改进使系统成本降低了 15%，系统性能提高了 12%，所获能量的成本降低了 25%。表 4-1 列出了各种聚光器技术的特点。

表 4-1 各种聚光器技术的特点汇总

名称	单位	LS—1	LS—2	LS—3	IST	EUROTR OUGH	Duck Solar
结构形式		轴管	轴管	V 形桁架	空间框架	矩形桁架	空间铝框架
开口宽度	m	2.55	5	5.76	2.3	5.76	5
焦距	m	0.94	1.49	1.71	0.76	1.71	1.49
模块长度	m	6.3	8	12	6.1	12	8
单元长度	m	50.2	49	99	49	150	49~65
最大驱动面积	m ²	128	235	545	424	817	235~313
吸热管直径	m	0.04	0.07	0.07	0.04	0.07	0.07
几何聚光比		61:1	71:1	82:1	50:1	82:1	71:1
聚光镜类型		低铁镀银	低铁镀银	低铁镀银	镀银薄	低铁镀银	低铁镀银
		浮法玻璃	浮法玻璃	浮法玻璃	玻璃	浮法玻璃	浮法玻璃
驱动类型		涡轮	涡轮	液压	螺旋	液压	液压或涡轮
单位面积重量	kg		29	33	24	29	24
峰值光学效率	%	71	76	80	78	80	
安装发电站		SEGS I - II	SEGS II - VII	SEGS V - IX	IST	PSA	DS-1

4.1.3 抛物面反光镜技术

反光镜由反射材料、基材和保护膜构成。以基材为玻璃的玻璃镜为例，在槽式太阳能热发电中，常用的是以反射率较高的银或铝为反光材料的抛物面玻璃背面镜，然后在银或铝反光层背面再喷涂一层或多层保护膜。因为要有一定的弯曲度，其加工工艺较平面镜要复杂得多。反射率是反光镜最重要的性能，反射率随反光镜使用时间的延长而降低，主要原因是：①环境中粉尘、废气等引起的污染；②紫外线照射引起的老化；③风载荷和自重等引起的变形等。

为了减少这些问题，反光镜的设计制造要符合以下几点要求：①便于清扫或替换；②具有良好的环境适应性；③重量轻且具有良好的强度；④价格合理。

目前尽管出现了一些低成本的替代型抛物面聚光镜，但真正大规模应用于商业化太阳能热发电站的抛物面聚光镜还是厚玻璃抛物面聚光镜，主要体现在户外的持久性和高反射率特性。

1. 厚玻璃抛物面反光镜

Luz 公司的 LS 系列槽式聚光器一直使用厚玻璃抛物面反光镜作为系统的聚光设备，与桁架结构形成整体聚光器。这种厚玻璃反光镜由 Flagsol 公司提供，由 2.5 ~ 5mm 厚的低铁浮法玻璃加热成型制成，玻璃的太阳光透射率达 98% 以上。该玻璃经过在精确的抛物面模具上用特制的烤炉加热，制成抛物面形状。然后在抛物面玻璃上仰面镀银，并在银层上喷涂几层保护层，防止银过快氧化。用于将反光镜固定在支撑机构上的陶瓷垫用特种胶固定在抛物面反光镜上。该反光镜的太阳光谱反射率达 93.5%，能将 98.5% 的反射光聚焦到集热管上。

这种镜的支撑效果较好，能够保持较高的反射率，使用 15 年以上还能够清洗到与新产品一样的反射率。通过优化设计，其破碎率大大降低。为降低聚光区边缘地带聚光镜的破碎率，Flagsol 公司在 SEGS VII-IX 聚光区边缘地带换装 5mm 厚的抛物面反光镜，并开发了新型反光镜固定件，将风载荷转化到支撑钢结构上。考虑到环境问题，反光镜的保护层不含铜和铅。

2. 替代型抛物面反光镜

由于厚玻璃反光镜昂贵的成本、复杂的加工工艺以及易破碎的缺

点，厚玻璃抛物面反光镜的替代品研究已经进行了 20 多年。以下是较有前景的几种玻璃抛物面反光镜的替代品。

(1) SAIC 超薄玻璃镜

SAIC 超薄玻璃镜是一种具有坚硬保护层的前表面反光镜，由 SAIC 和 NREL 开发。其材料通过离子束辅助薄膜沉积方法得到一层可清洗、坚硬的密集氧化铝保护层薄膜。该材料可以用聚合底层或刚底层在镭涂机上制得。NREL 还开发了另外两种硬质保护层，用于前表面反光镜，其光学性能、耐久性及使用寿命与 Luz 公司的 FSM 相似。

(2) 铝反光镜

德国 Alanod 公司使用的抛光的铝基片、强化铝反射层和一种氧化铝保护表层开发出一种前表面铝反光镜。在现场应用中，该反光镜使用初期的太阳光谱发射率达 93% 以上，具有耐磨、耐腐蚀的保护层，使用寿命达 10 年以上。同时，该公司还开发了一种镀银的铝基反光镜，太阳光谱反射率达到了 95%。

此外，正在研发中的反光镜替代品还有很多，如薄玻璃反光镜、前表面反光镜、层状全聚合体反光镜、多层银-聚合体反光镜等，但由于反射率、户外耐久性等原因，都没有实现大规模的商业应用。

4.1.4 支架

支架是反光镜的承载机构，在与反光镜接触的部分，要尽量与抛物面反光镜相贴合，防止反光镜变形和损坏。支架还要求具有良好的刚度、抗疲劳能力及耐受性等，以达到长期运行的目的。

支架的作用如下：

- 1) 支撑反光镜和真空集热管等；
- 2) 抵御风载荷；
- 3) 具有一定强度抵御转动时产生的扭矩，防止反光镜损坏。

在达到上述作用的同时，要求支架：①重量轻，使其转动容易，能耗小；②制造简单，成本低；③集成简单，保证系统性能稳定；④使用寿命长。

目前使用的主要有管式支架和扭矩盒式支架，尤其是后者已逐步发展成熟。除钢结构支架外，还有木材结构支架，大大降低了支架的

重量,减少了能耗,但存在抗风能力降低和寿命较短的问题。

4.1.5 跟踪机构

为了使集热管、聚光器发挥最大作用,聚光集热器应实时跟踪太阳位置。槽型抛物面反光镜根据其采光方式,分为东西向和南北向两种放置形式。南北放置是主流配置。

跟踪方式根据控制类型,可以分为光敏定日、公式定日和混合控制方式。光敏定日控制系统中利用特制的光敏传感器检测太阳位置,通过控制电动机的正反向运行,驱动聚光镜跟踪太阳。其优点是控制结构简单,缺点是易受天气影响。

公式定日控制系统利用高准确度的天文公式实时计算太阳方位,通过与倾角传感器对比,进而驱动电动机旋转的方向和行程,实现定日镜太阳跟踪。其优点是不受天气影响,可靠性好,缺点是无法自动应付定日镜自身变形、地基沉降或者装配误差带来的影响。

混合控制方式综合采用了光敏传感器和天文公式,通过算法有效兼容光敏定日的灵敏性和公式方法的可靠性,目前主流控制方式都为混合控制方式。跟踪的准确度要求达到 $\pm 0.1^\circ$ 。

南北向放置时,除了正常的平放跟踪外,还可将集热器作一定角度的倾斜,在倾斜角度达到当地纬度时效果最佳,聚光效率可提高30%。

为了降低电动机控制系统成本比例,槽式太阳能热发电中多个聚光集热器单元串联在一起,共享一台驱动源和控制源,同步旋转,使得跟踪装置大为简化,投资成本大为降低。一般情况下,一串聚光镜含有12个聚光镜单元,长约为150m。

4.1.6 集热管

槽型抛物面反光镜为线聚焦装置,阳光经聚光器聚集后,在焦线处成一线型光斑带,集热管放置在此光斑上,用于吸收聚焦后的阳光,加热管内的工质。所以集热管必须满足以下5个条件:

- 1) 吸热面的宽度要大于光斑带的宽度,以保证聚焦后的阳光不溢出吸收范围;
- 2) 具有良好的吸收太阳光性能;
- 3) 在高温下具有较低的辐射率;

- 4) 具有良好的导热性能;
- 5) 具有良好的保温性能。

目前,槽式太阳能集热管使用的主要是直通式金属-玻璃真空集热管,另外还有热管式真空集热管、双层玻璃真空集热管、聚焦式真空集热管和空腔集热管等。

1. 热管式真空集热管

热管式真空集热管由热管、金属吸热板、玻璃管、金属封盖、弹簧支架及吸气剂等构成。工作时,太阳辐射穿过玻璃管被涂在热管和吸热板表面的选择性吸收涂层吸收并转化为热能,加热热管蒸发段内的工质,使之汽化。汽化后的工质上升到热管冷凝段,将热量释放,传递给集热器中的传热工质。热管内的工质凝结成液体后依靠自身重力,流回蒸发段重新循环工作。目前,已设计出适合于槽式 DSG 技术的普通型、一字形、聚焦式、螺旋翅片式等热管式真空集热管和适合于碟式 DSG 技术的普通型、十字形、螺旋翅片式等热管式真空集热管。

2. 聚焦式真空集热管

槽式太阳能的集热温度主要受聚光比和吸收涂层的发射率控制。在槽式太阳能热利用系统中,聚光比一般在 100 以下,因而集热温度受到制约。采用聚焦式真空集热管可实现提高聚光比或降低聚光器的精度的目的。

3. 双层玻璃真空集热管

一般的全玻璃真空集热管只能承受低压,因而只能在太阳能热水器等低温场合下使用。现在设计出的双层玻璃式真空集热管,采用金属与双层玻璃配合使用的方法,金属管承压,双层玻璃管减少对流散热,提高了集热和运行温度,但仍需做进一步改进。

4. 空腔集热管

空腔集热管的工作原理:利用空腔体的黑体效应,充分吸收聚焦后的阳光。

中国科学院设计出了月牙形和圆形两种空腔管。空腔开口面对反光镜,镜面聚焦后的阳光进入空腔后,被附在空腔壁面上的金属管表面吸收,加热金属管内的工质。空腔管的外表面包覆良好的隔热材

料,以降低热损耗。空腔集热管的优点是:①集热效率高;②不用抽真空,没有金属与玻璃连接的问题;③热性能稳定。其缺点是:①加工工艺复杂;②不易于规模化生产。

5. 直通式金属-玻璃真空集热管

直通式金属-玻璃真空集热管是目前槽式太阳能普遍采用的集热管管型。直通式金属-玻璃真空集热管是一根表面涂有选择性吸收涂层的金属管(吸热管),外套一根同心玻璃管,玻璃管与金属管采用密封连接,玻璃管与金属管之间的环形空间抽真空以保护吸热管表面的选择性吸收涂层,同时降低了散热损失。

这种结构的真空集热管主要解决了如下几个问题:

- 1) 金属与玻璃之间的连接;
- 2) 高温下选择性吸收涂层的保护;
- 3) 金属吸热管与玻璃管线膨胀量不一致;
- 4) 最大限度提高集热面;
- 5) 消除夹层内残余或产生的气体。

直通式金属-玻璃真空集热管主要用于短焦距抛物面聚光器,以增大吸收面积,降低光照面上的热流密度,从而降低热损失。它的主要优点是:①热损失小;②可规模化生产,需要时进行组装。其缺点是:①运行过程中,金属与玻璃的连接要求高,很难做到长期运行过程中保持环形空间内的真空度;②反复变温后,选择性吸收涂层因与金属管膨胀系数不统一而易脱落;③在高温下,选择性吸收涂层存在老化问题。

目前这种结构的代表产品有以色列 Solel 公司生产的外膨胀真空集热管和德国 Schott 公司生产的内膨胀真空集热管,如图 4-1 所示。

4.1.7 金属-玻璃真空集热管

1. 金属-玻璃真空集热管的结构

金属-玻璃真空集热管的结构如图 4-2 所示。

2. 真空集热管的物理参数

(1) 吸热管外径

吸热管的外径需要同时满足聚光器的光学要求和热学要求,并在此基础上尽可能减少材料以降低成本。

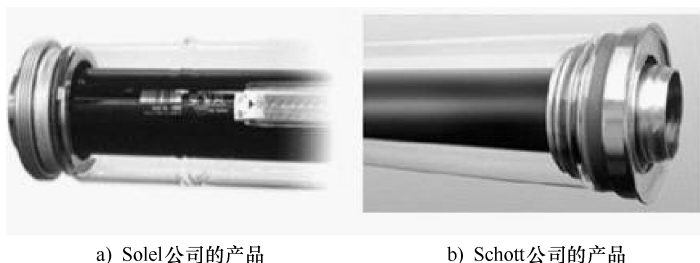


图 4-1 外膨胀真空集热管

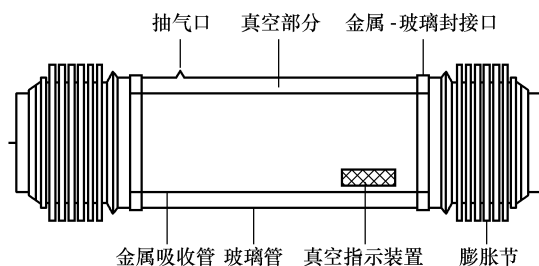


图 4-2 金属-玻璃真空集热管结构

首先,要保证吸热管外径(吸收面的宽度)大于光斑带的宽度。理想情况下,抛物面聚光器可以将 0° 入射角的平行光聚焦到吸热管的轴线上。但实际上,跟踪系统不可能保证绝对精准地跟踪太阳。反光镜受应力及热膨胀的影响,焦距会不断改变,集热管受热和自重产生的弯曲以及大气对阳光的散射等因素都会减小吸热管的吸收率。目前,吸热管的吸收率都在 $95\% \sim 96\%$,依然有很大的提升空间。

对于吸热管的管径,管径越大的吸热管对整个系统产生的光学误差会有更好的适应性。但是,管径增大意味着聚光比减小,在选择性吸收涂层性能不变的情况下,减小聚光比意味着降低集热管所能达到的最高温度。然而,增大管径必然会增加吸热管的材料和成本。考虑各因素的影响,对于宽为 $5 \sim 6\text{m}$ 的聚光器,通常选取外径为 70mm 左右的吸热管。

(2) 玻璃管直径

玻璃管的直径增大,集热管对大气的散热面积将增大,但是由于

吸收管与玻璃管间隙的增大,两者间的对流损失将减小。因此,玻璃管的直径存在一个最优值,使得真空集热管的热损失最小。

对于真空度降低的集热管,玻璃管直径的大小对其热性能影响很大,而真空良好的集热管,玻璃管直径并不会明显影响其热效率。由于集热管受热会发生弯曲,玻璃管直径不能取得太小;考虑到成本问题,其直径也不能取太大。目前,70mm 的吸收管通常选择直径为115mm 左右的玻璃管。

(3) 真空集热管长度

理论上,为降低集热管的成本并提高有效集热面,希望其管长尽可能长。目前,Luz 系列、Solel、UVAC、Schott、PIR70 都使用4m 长的集热管,其有效集热面都达到了95% 以上。然而,增加集热管的长度需要的生产工艺会更复杂。比如,其中包括生产4m 长大直径($>100\text{mm}$)的高透光率的硼硅玻璃管,4m 长的金属管表面磁控溅射镀膜技术等。此外,增加集热管的长度意味着其抗风载荷性能的降低,并增加了由重力弯曲产生的切应力,玻璃管套和金属-玻璃封接口的破损率会大幅提高。根据 SEGS 公司二十多年的运行经验,集热管的破损在运行成本中占了相当大的份额。因此,通常不选择大于4m 长的集热管。

3. 真空集热管的光学参数

(1) 玻璃管的透光率

为提高玻璃管的透光率,应减小玻璃管厚度,并采用高透光的硼硅玻璃。由于金属-玻璃的封接口需要玻璃从两侧包住可伐合金(双边封接),并保证玻璃管的抗弯强度,玻璃管的壁厚不能取太薄,一般在3~5mm。

硼硅玻璃的透光率在92% 左右,在玻璃管两面镀上减反射膜可以进一步提高其透光率。传统的多孔 SiO_2 薄膜粘附性能较差,且容易刮损。使用凝胶-溶胶工艺镀上减反射薄膜(膜厚约110nm),可以将透光率提高到97.4%,并具有很好的长期稳定性。

(2) 选择性吸收涂层

选择性吸收涂层的性能决定了集热管的最高工作温度和光-热转换效率。在高温(400~500℃)下保持选择性吸收涂层的高吸收率 α

并不困难,但要降低发射率 ε 却很困难。现在各国都在开发新型的高温选择性吸收涂层。如 Mo-Al₂O₃ 金属陶瓷膜可以在 400℃ 保持 $\alpha = 0.938$, $\varepsilon = 0.146$; 新一代的 Al₂O₃ 基金属陶瓷膜在 400℃ 时, $\alpha = 0.954$, $\varepsilon = 0.134$ 。Solel 公司开发了新型的低成本。涂层可以在 400℃ 时保证 $\varepsilon < 0.14$ 。

除了涂层本身的性质,涂层的生产工艺对其性能影响也很大。生产中高温真空集热管,主要使用电化学法(黑铬)、真空蒸发法(黑铬、铝基)、磁控溅射法(金属陶瓷)。如使用磁控溅射技术生产的 Ni—SiO₂ 金属陶瓷涂层在 Ni 体积比从 10% 逐渐变化为 90% 时,在 300℃ 下, $\alpha = 0.96$, $\varepsilon < 0.14$ 。CIEMAT 使用凝胶-溶胶技术生产的涂层可以在 450℃ 空气中保持高效。NREL6A 使用了多层镀膜技术,生产成本较低,并可以在 500℃ 的空气中长期运行,在 450℃ 下, $\alpha = 0.959$, $\varepsilon = 0.070$ 。

(3) 有效聚光面积

为了维持真空集热管真空度,一般采用可伐合金过渡封接和膨胀节,解决金属-玻璃在温度改变时膨胀量不同的问题。然而,可伐合金和膨胀节所占有的长度对集热管而言是无效的,为了增加集热管的有效聚光面积,需要在不影响封口质量的同时尽量缩短可伐合金和膨胀节的长度。为此要求使用更薄、波高更高的波纹管,并使用内膨胀节替代外膨胀节。

此外,还可以通过真空集热管内部的二次反射技术增加其有效聚光面积。除了使用复合式抛物面聚光器(CPC)外,在玻璃管内壁 70°~80° 的范围内涂上反射膜也可以获得良好的二次反射。对 Luz—2 集热子系统的测定发现,二次反射可提高约 1% 的吸收率,减少 4% 的热损失,总的热效率提高 2%。虽然,使用二次反射会增加成本,但它能使管内流动更均匀,对光学误差有更好的包容性。

4. 真空集热管的热力学性能

(1) 吸接管导热性能

减小吸接管与换热流体的温差可以提高流体温度、减小热损失,因此要求吸接管具有优越的导热性能。吸接管的导热性能是由金属管的材料、厚度、管径和换热流体的类型、状态决定的。实验证明减小

管径和管壁厚度可以获得更好的传热效果,但管径减小会增大光学误差,而减小壁厚则无法抵抗管内高压。对于换热流体(如 VP—1),无需高压工作的情况下只需要 2mm 的壁厚,而 DSG 技术需要 8mm (54/70mm)的壁厚保证其在 10MPa 时安全工作。

虽然管壁较厚,以水为导热介质的吸气管却比使用换热流体的吸气管具有更好的换热效果,主要是因为流体的性质和状态对导热性能的影响更大。由于饱和水沸腾时产生的气泡强化了对流传热,因而在两相流动时具有更好的导热性能。但是由于蒸发段与过热段的换热能力相差很大,在汽水分离点上将产生瞬间的冷却(约 5K/s),此时吸气管将产生强烈的热应力,必然减短集热管的寿命。因此有必要关注吸气管的温度分布和截面最大温差。

(2) 温度分布和截面最大温差

以换热流体或溶盐为介质的集热管,不存在剧烈的物态变化,温度分布对集热管的影响可以忽略。而对于以水为介质的集热管,管内受热和流动很复杂,吸气管截面的温差 Δt 过大将会对集热管造成严重的损坏。

(3) 最高温度

真空集热管运行的最高温度决定了汽轮机的效率,是评价集热管性能最重要的一个参数。理论上,希望进一步提高集热管的最高温度。以换热流体和溶盐为导热介质的集热管,最高温度受到导热介质沸点的限制,为此要使用沸点高的导热介质。常见的导热介质如 VP—1 的沸点为 395℃,硅油为 400℃,熔盐(60% NaNO_3 + 40% KNO_3)大约为 500℃。此外,选择性吸收涂层在高温下易分解和脱落,通常吸气管的最高温度必须低于 440℃。为了适应集热管在高温下运行的特点,必须选择合适的吸气管材料。目前,广泛使用的吸气管的材料主要有不锈钢 321H、304L、316L。对于 DSG 技术,除了高温还需要承受 10MPa 的高压,必须选择其他耐高压的材料,如 15Mo3 和 10CrMo9-10 等。如果导热介质是溶盐,高温下,残余的氯离子(浓度约为 0.6%)会强烈腐蚀金属管,因此需要选择抗腐蚀的材料,如钨钢 A335 P91/P92。

由于部分集热管的工作温度达到 300 ~ 500℃,为了长期维持集

热管的真空度,需要使用高温封接方式将金属-玻璃封接。实验证明,热压封连接在高温下不能长期维持真空。因此只能使用熔封技术对金属-玻璃直接进行非匹配封接或配合可伐合金进行匹配连接。

可以看出,最高温度的上升对集热管结构、材料和工艺的要求也相应提高,无形中增加了制造的难度和生产成本。此外,温度升高还会使选择性吸收涂层的发射率 ε 增大,造成热损失增大。

5. 集热管的制造工艺

由前面分析可知,集热管的性能受到制造工艺、工作环境和运行状态的影响,往往不能选取理论计算的最优值。随着DSG技术和储热技术的发展,集热管需要承受更高的温度和压强。如何根据生产材料和制造工艺选取集热管,以提高集热管的性能而不增加制造成本是集热管设计的关键。需关注以下环节:

1) 熔封工艺。实现金属-玻璃连接的熔封工艺复杂,生产中温度不易控制,需要仔细退火,难以进行流水线生产,且破损率高,使成本增加。由于难以找到匹配封接的可伐合金,还需要克服不匹配封接的热应力。

2) 膨胀节的设计。为了减小封接口的应力,保证真空,使结构紧凑,需要波纹管有良好的柔性和密封性。为此,要尽量减小单层壁厚,提高波高,并根据不同使用环境选择U形波纹(柔性好)或 Ω 形波纹(耐高压)。焊接制作的膨胀节,还要检测焊缝,确保不漏气。

3) 镀膜工艺。真空集热管中需要多种涂层,包括减反射膜、选择性吸收涂层、抗氧化涂层、消气膜和吸氧膜等。生产中使用的镀膜技术,包括真空蒸发技术和磁控溅射技术,为保证涂层的性能,控制涂层的厚度、密度和浓度梯度是工艺关键。

6. 目前真空集热管的发展现状

目前,全球范围内主要有以色列的Solel公司生产的外膨胀节真空集热管和德国Schott公司生产的内膨胀节真空集热管,主要性能参数见表4-2。Solel公司收购了Luz公司的集热管生产线后,继续研发新的选择性吸收涂层,并致力于提高其可靠性,生产出了新一代的集热管(UVAC)。UVAC使用了新型的金属陶瓷涂层以防止其被空气氧化,并增加了内部反射盾保护金属-玻璃的封接口。

表 4-2 集热管主要性能参数

名 称	单 位	Solel-UVAC	Schott-PRT70
集热管长度	mm	4060	4060
有效集热长度	mm	3840	3895
吸热管外径	mm	70	70
玻璃管外径	mm	115	115
玻璃管透射率	mm	0.968	0.96
最高工作温度	℃	400	400
真空度	Pa	0.013	0.014
选择性涂层吸率		>0.96	>0.95
选择性涂层发率		$\leq 0.1(400^{\circ}\text{C})$	$\leq 0.14(400^{\circ}\text{C})$
膨胀节类型		外膨胀节	内膨胀节
金属-玻璃封接		熔封(金属-玻璃直接封接)	熔封(可伐合金过渡封接)

德国 Schott 公司也对高温真空集热管做了新的改进：①局部增加了反射圈，以保护金属-玻璃封接口；②缩短了波纹管的长度，用更紧凑的结构使有效管长增加到 96%；③改进了玻璃管的成分，使玻璃管能更好的封接，并提高了真空度(0.01Pa)，使其适合于 DSG 技术，并将破损率从 4% 降到了 1%。经实验测定，Solel-UVAC 与 Schott-PRT70 在高温段具有相似的热效率。

我国在槽式太阳能真空集热管上也取得了很大的进展。现已成功研发了 2m 长的新型直通式金属-玻璃集热管。一系列的可靠性试验表明：我国设计、制造的新型槽式太阳能真空集热管已经能够达到国内槽式太阳能热发电系统的使用标准。

7. 真空集热管的发展方向

自 1980 年比利时公司建造 SEGSI 热发电站，槽式太阳能热发电技术已经历了 30 多年的发展。真空集热管的性能不断提高，工艺不断完善，成本也不断降低。性能方面，实验证明 Sole-UVAC 的热效率比初代 Luz 管高 20%。成本方面，2004 年 SEGS VI 中单根集热管(4m)的价格为 875 美元，2008 年，价格已下降到 700 美元。根据 SunLab 的测算，到 2020 年，可下降到 400 美元。未来真空集热管的发展方向主要是：

1) 提高集热管的工作温度，以适应 DSG 技术和熔盐储能技术的

要求,集热管需要在大于 500°C 的环境下稳定工作并保持高效;

2) 开发可靠性高、成本低的金属-玻璃封接技术,选择新型匹配金属,并实现熔封的流水线生产;

3) 研发新型的选择吸收涂层,保证其在高温下稳定并具有更好的光热转换效率,同时进一步降低镀膜工艺的生产成本;

4) 提高真空集热管的真空度和可靠性,降低其漏气率和失效率;

5) 进一步优化真空集热管的结构和材料。包括减轻集热管的重量,提高其抗风性能;提高吸收管耐高温、耐高压、耐腐蚀的能力,方便维修、改造和更换。

4.1.8 集热管热力性能分析

太阳辐射能到达金属吸热管后分为两股能量流:一部分能量由金属吸收管外壁通过导热的方式传入金属吸收管内壁,金属吸收管内壁与导热介质通过对流换热,把热量传递给导热介质有用热量 $Q_{56,\text{conv}}$;另一股能量一部分通过支架结构散热给环境 $Q_{b,\text{conv}}$,另一部分能量由金属吸收管传热给玻璃套管后,玻璃套管向环境散失的热量 $Q_{4,\text{rad}}$ 和 $Q_{4,\text{conv}}$ 。图 4-3 是集热管热损分析图。根据热损分析图可列出以下能量平衡方程:

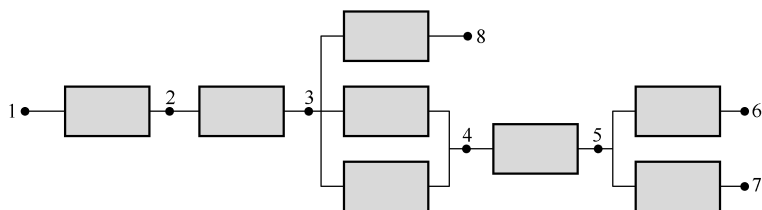


图 4-3 集热管热损分析图

1—换热流体 2—吸热管内壁 3—吸热管外壁 4—玻璃套管内壁
5—玻璃套管外壁 6—周围环境 7—大气环境 8—集热管支架

1) 金属吸收管内壁能量平衡方程: $Q_{12,\text{conv}} = Q_{34,\text{cond}}$;

2) 金属吸收管外壁能量平衡方程: $Q_{\text{solarabs}} = Q_{12,\text{cond}} + Q_{\text{condbracket}} + Q_{34,\text{rad}} + Q_{34,\text{conv}}$;

3) 玻璃套管内壁能量平衡方程: $Q_{45,\text{cond}} = Q_{34,\text{rad}} + Q_{34,\text{conv}}$;

4) 玻璃套管外壁能量平衡方程: $Q_{45,\text{cond}} + Q_{5,\text{abs}} = Q_{56,\text{conv}} + Q_{57,\text{rad}}$

1. 换热流体与吸热管内壁对流换热量

根据牛顿冷却定律, 换热流体与吸热管内壁对流换热量为

$$q_{12} = h_1 D_2 \pi (T_2 - T_1) \quad (4-1)$$

$$h_1 = Nu_{D_2} \frac{k_1}{D_2}$$

式中, h_1 为流体对流换热系数 ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$); D_2 为吸热管内径 (m); T_2 为吸热管内壁温度 (K); T_1 为换热流体温度 (K); Nu_{D_2} 为特征尺寸为 D_2 的努塞尔数; k_1 为在 T_1 温度下换热流体导热系数 ($\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$);

上述温度 T_1 , T_2 为一维模型, 假定沿圆周方向温度均匀。而努塞尔数 Nu_{D_2} 与流体流过集热管的流动形式 (层流流动、湍流流动、层流-湍流过渡流动、环形流动) 有关, 通常在典型工况下, 流体流动形式为湍流, 但在没有日照或者实验平台实验计算集热管热损时, 流动可能为层流流动或者层流-湍流过渡流动, 这是由于在较低温度下, 流体的粘度较大引起的。

(1) 湍流、层流-湍流过渡流动

当雷诺数 $Re_{D_2} > 2300$ 时, 换热流体与吸热管内壁的对流换热的流动形式为湍流流动或层流-湍流过渡流动, 努塞尔数 Nu_{D_2} 可采用 Gnielinski 关联式表示:

$$Nu_{D_2} = \frac{f_2/8(Re_{D_2} - 1000)Pr_1}{1 + 12.7 \sqrt{f_2/8(Pr_1^{2/3} - 1)}} \left(\frac{Pr_1}{Pr_2} \right) \quad (4-2)$$

$$f_2 = (1.82 \log_{10}(Re_{D_2}) - 1.64)^{-2} \quad (4-3)$$

式中, f_2 为吸热管内壁摩擦系数; Pr_1 为对应 T_1 温度下的普朗特数; Pr_2 : 对应 T_2 温度下的普朗特数。

上述关联式适用范围为: $0.5 < Pr_1 < 2000$, $2300 < Re_{D_2} < 5 \times 10^6$ 。

(2) 层流流动

当雷诺数 $Re_{D_2} < 2300$ 时, 努塞尔数 Nu_{D_2} 等于常数, 根据 Incropera and DeWitt 的管内流动理论, $Nu_{D_2} = 4.36$ 。

(3) 环形流动

在集热器试验台进行实验模拟时, 试验台经常模拟一个槽式太阳

能热发电站的实际运行工况。根据相似理论, 试验台的实验条件与实际热发电站的运行参数按等比例缩小, 但由于试验台的电泵没有足够大的功率使其达到相似原理所要求的功率, 而且试验台的集热场长度也受限制, 因此, 为了模拟要求, 在集热管的内部插入一根绝热棒, 来提高雷诺数 Re_{D_2} , 从而达到实验要求。

插入绝热棒后, 对于湍流流动, 式(4-4)中的特征尺寸 D_2 可用水力直径 D_h 代替:

$$D_h = \frac{4A_{cs}}{P_w} = D_2 - D_p \quad (4-4)$$

式中, A_{cs} 为流动横截面积(m^2); P_w 为湿周(m); D_2 为吸热管内壁直径(m); D_p 为绝热棒直径(m)。

对于层流流动, 努塞耳数 Nu_{D_2} 与 D_p/D_2 大小有关, 见表 4-3。

表 4-3 Nu_{D_2} 与 D_p/D_2 的对应关系表

D_p/D_2	Nu_{D_2}	D_p/D_2	Nu_{D_2}
0	4.364	0.40	4.979
0.05	4.792	0.60	5.099
0.10	4.834	0.80	5.24
0.20	4.833	1.00	5.385

2. 吸热管内外壁导热

根据傅里叶导热定律, 中空圆柱体壁面导热可由下式表示:

$$q_{23, \text{cond}} = 2\pi k_{23} (T_2 - T_3) / \ln \left(\frac{D_3}{D_2} \right) \quad (4-5)$$

式中, k_{23} 为吸热管内外壁面平均温度 $\left(\frac{T_2 + T_3}{2} \right)$ 对应的导热系数($W/m \cdot K$); T_2 为吸热管内壁温度(K); T_3 为吸热管外壁温度(K); D_2 为吸热管内径(m); D_3 为吸热管外径(m);

式(4-5)中, 导热系数 k_{23} 只与吸热管内外壁面平均温度和吸热管材料有关。吸热管的材料包括以下几种: 不锈钢 304L、不锈钢 316L、不锈钢 321H、铜管 B42。对于不锈钢 304L 型或不锈钢 316L 型, 导热系数 k_{23} 由式(4-6)表示:

$$k_{23} = (0.013) T_{23} + 15.2 \quad (4-6)$$

对于不锈钢 321H, $k_{23} = (0.0153) T_{23} + 14.775$ 。

对于铜管 B42 型导热系数 k_{23} 可以取常数 $400(\text{W/m} \cdot \text{K})$ 。

计算吸热管壁面导热时, 忽略吸热管外壁选择性涂层的热阻。

3. 吸热管外壁与玻璃套管内壁之间的热传导

吸热管外壁与玻璃套管内壁之间的环形空间, 主要发生的传热方式是对流传热和热辐射两种方式。而对流传热方式又与环形空间的气体压力有关, 通过空气或其他媒介在表面互相掠过而进行的自然对流, 按媒介可区分为自由分子对流和自然对流。当集热管与玻璃罩管按内部压力大小为 $1\text{Torr}^\ominus$ 压强来分界区分真空和非真空状态。

(1) 真空状态

当 $p_{\text{air}} < 1\text{Torr}$ 时, 环形空间的对流传热方式为自由分子导热, 参数取值参见表 4-4:

$$q_{34, \text{conv}} = \pi D_3 h_{34} (T_3 - T_4) \quad (4-7)$$

$$h_{34} = \frac{k_{\text{std}}}{\left(\frac{D_3}{2} \ln \left(\frac{D_4}{D_3} \right) + b \lambda \left(\frac{D_3}{D_4} + 1 \right) \right)}$$

$$b = \frac{(2-a)(9\gamma-5)}{2a(\gamma+1)}$$

$$\lambda = \frac{2.331 \times 10^{-20} T_{34}}{P_a \delta^2}$$

式中, h_{34} 为对流换热系数 $[(\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K})]$; k_{std} 为空间气体热导率 $[(\text{W}/\text{m} \cdot \text{K})]$; D_3 为吸热管外壁(m); D_4 为玻璃套管内壁(m); b 为关联系数; λ 为分子碰撞自由程(m); a 为调节系数; γ 为空间气体比热比; T_{34} 为空间平均气体温度(K); P_a 为空间气体压强(Pa); δ 为空间气体分子直径(m)。

表 4-4 真空状态下空间气体计算系数及常数

气体类型	k_{std}	b	λ	γ	δ	h_{34}
空气	0.02551	1.571	0.8867	1.39	3.53×10^{-10}	1.115×10^{-4}
氢气	0.1769	1.581	1.918	1.398	2.4×10^{-10}	3.551×10^{-4}
氩气	0.01777	1.5886	0.7651	1.667	3.8×10^{-10}	7.499×10^{-4}

注: 表中数据是在平均温度为 300°C 、太阳辐射为 $940\text{W}/\text{m}^2$ 下的计算数据。

$^\ominus$ $1\text{Torr} = 133.332\text{Pa}$, 后同。

(2) 非真空状态

环形空间内部压力 $p_{\text{air}} > 1 \text{ Torr}$ 时, 认为失去真空状态, 处于非真空状态。

此时, 空间换热形式为自然对流换热。水平环状空间自然对流换热公式为

$$q_{34, \text{conv}} = \frac{2.425 k_{34} (T_3 - T_4) \left(Pr_{34} \frac{Ra_{D_3}}{0.861 + Pr_{34}} \right)^{1/4}}{\left(1 + \left(\frac{D_3}{D_4} \right)^{3/5} \right)^{5/4}} \quad (4-8)$$

$$Ra_{D_3} = \frac{g\beta(T_3 - T_4)D_3^3}{\alpha\nu} \quad (4-9)$$

对于理想气体: $\beta = \frac{1}{T_{34}}$ 。

式中, k_{34} 为在 T_{34} 温度下, 环形空间气体的导热系数 $[(\text{W}/\text{m} \cdot \text{K})]$; T_3 为吸热管外壁温度(K); T_4 为玻璃套管内壁温度(K); D_3 为吸热管外径(m); D_4 为玻璃套管内径(m); Pr_{34} 为普朗特数; Ra_{D_3} 为特征尺寸为 D_3 的瑞利数; β 为体积热膨胀系数($1/\text{K}$); T_{34} 为环形空间平均温度(K)。

上述公式的使用条件是沿圆周方向的温度均匀, 且 $Ra_{D_3} > \left(\frac{D_4}{D_4 - D_3} \right)^4$ 。

4. 吸热管外壁与玻璃套管内壁之间的热辐射

根据辐射理论, 假设吸热管外壁与玻璃套管内壁表面都为灰体, 且没有气体参与热辐射传热过程, 则热辐射不能穿过玻璃套管壁面。吸热管外壁与玻璃套管内壁之间的热辐射可用以下公式表示:

$$q_{34\text{rad}} = \frac{\sigma \pi D_3 (T_3^4 - T_4^4)}{\left[\frac{1}{\varepsilon_3} + (1 - \varepsilon_4) \frac{D_3}{(\varepsilon_4 D_4)} \right]} \quad (4-10)$$

式中, σ 为波尔兹曼常数, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} (\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$; D_3 为吸热管外径(m); D_4 为玻璃套管内径(m); T_3 为吸热管外壁温度(K); T_4 为玻璃套管内壁温度(K); ε_3 为选择性涂层发射率; ε_4 为玻璃套管内壁发射率。

5. 玻璃套管内外壁导热

根据傅里叶导热定律, 玻璃套管内外壁导热可由下式表示:

$$q_{45\text{cond}} = \frac{2\pi k_{45}(T_4 - T_5)}{\ln\left(\frac{D_5}{D_4}\right)} \quad (4-11)$$

式中, k_{45} 为玻璃套管内外壁面平均温度 $\left(\frac{T_4 + T_5}{2}\right)$ 对应的导热系数 $[(\text{W}/\text{m} \cdot \text{K})]$; T_4 为玻璃套管内壁温度 (K); T_5 为玻璃套管外壁温度 (K); D_4 为玻璃套管内径 (m); D_5 为玻璃套管外径 (m)。

6. 玻璃套管外壁与环境传热

玻璃套管外壁与环境传热包括两个方面, 即对流换热和热辐射。

(1) 对流换热

玻璃套管外壁与周围空气之间的对流换热, 是集热管最主要的热损失之一。根据牛顿冷却定律有

$$q_{56\text{conv}} = h_{56} \pi D_5 (T_5 - T_6) \quad (4-12)$$

式中, h_{56} 为对流换热系数 $(\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K})$; D_5 为玻璃套管外径 (m); T_5 为玻璃套管外壁温度 (K); T_6 为环境温度 (K); Nu_{D_5} 为特征尺寸为 D_5 的努塞尔数, k_{56} 为在 $\frac{T_5 + T_6}{2}$ 温度下的空气导热系数 $[(\text{W}/\text{m} \cdot \text{K})]$,

$$h_{56} = Nu_{D_5} \frac{k_{56}}{D_5}。$$

当环境风速 $v = 0 \text{ m/s}$ 时, 玻璃套管与环境之间的对流换热方式是自然对流。由 Churchill & Chu 关联式 (适用范围: $10^5 < Ra_{D_5} < 10^{12}$) 可知:

$$Nu_{D_5} = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra_{D_5}^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr_{56}} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (4-13)$$

$$Ra_{D_5} = \frac{g\beta(T_5 - T_6)D_5^3}{(\alpha_{56}\nu_{56})};$$

$$\beta = \frac{1}{T_{56}};$$

$$Pr_{56} = \frac{\nu_{56}}{\alpha_{56}};$$

式中, Ra_{D_5} 为特征尺寸为 D_5 的瑞利数; g 为重力加速度 (m^2/s); T_{56} 为玻璃管外壁与环境的平均温度 (K), $T_{56} = \frac{T_5 + T_6}{2}$; α_{56} 为在 T_{56} 温度下的空气热扩散系数 (m^2/s); β 为体积膨胀系数 ($1/\text{K}$); Pr_{56} 为在 T_{56} 温度下的普朗特数; ν_{56} 为在 T_{56} 温度下的空气动力粘度 (m^2/s)。

当环境风速 $v > 0\text{m/s}$ 时, 玻璃套管与环境之间的对流换热方式是强迫对流。由 Zhukauskas 关联式 (适用范围: $0.7 < Pr_6 < 500, 1 < Re_{D_5} < 10^6$) 可得

$$Nu_{D_5} = C Re_{D_5}^m Pr_6^n \left(\frac{Pr_6}{Pr_5} \right)^{1/4} \quad (4-14)$$

式中, C 和 m 的取值见表 4-5。

表 4-5 真空状态下空间气体计算系数及常数

Re_{D_5}	C	m
1 ~ 40	0.75	0.4
40 ~ 1000	0.51	0.5
1000 ~ 200000	0.26	0.6
200000 ~ 1000000	0.076	0.7
$Pr \leq 10$	$n = 0.37$	
$Pr > 10$	$n = 0.36$	

上文中特征数的特征温度除 Pr_5 以外, 都为环境温度 T_6 。

(2) 热辐射

根据辐射理论, 玻璃套管与大气之间存在热辐射, 为简化计算, 假设玻璃套管外壁为灰体, 大气环境为黑体, 且大气温度值等于环境温度减去 8°C , 即如果环境温度等于 20°C , 则大气温度等于 12°C 。

$$q_{57\text{rad}} = \varepsilon_5 \sigma \pi D_5 (T_5^4 - T_7^4) \quad (4-15)$$

式中, ε_5 为玻璃套管外壁发射率; σ 为波尔兹曼常数, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} (\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$; D_5 为玻璃套管外径 (m); T_5 为玻璃套管外壁温度 (K); T_7 为大气温度 (K)。

7. 支架机构热损失

集热管通过支架机构支撑, 保持在反光镜的焦线上, 每个集热管

的端部都有一个支架机构，支架机构的散热可近似认为是无限长肋的散热，如图4-4所示。肋基的温度比吸热管外壁温度低10℃，传热公式可表示为

$$q_{\text{condbracket}} = \sqrt{\overline{h_b} P_b k_b A_{\text{csb}}} \frac{(T_{\text{base}} - T_6)}{L_{\text{HCE}}} \quad (4-16)$$

式中， $\overline{h_b}$ 为平均对流换热系数($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)； P_b 为支架机构周长(m)； k_b 为导热系数($\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$)； A_{csb} 为支架机构最小横截面积(m^2)； T_{base} 为支架机构肋基温度(K)； T_6 为环境温度(K)； L_{HCE} 为集热管长度(m)。

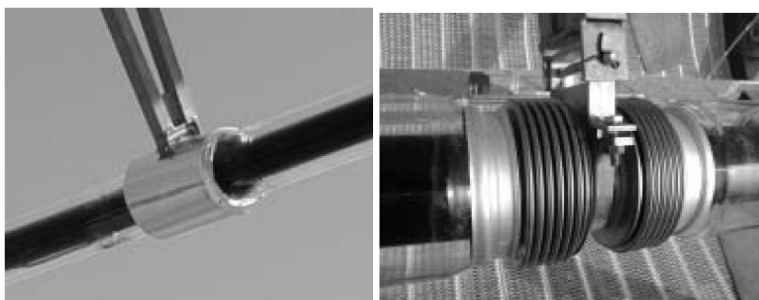


图4-4 集热管支架支撑机构

8. 光学损失系数

实际太阳能热发电站运行的集热场的集热管的光学损失系数主要由以下两方面组成：

反光镜光学损失系数，包括反光镜反射率、追踪损失系数、几何准确度系数和反光镜洁净度系数，这四项分别反映了集热场在实际运行中由于结构准确度、反光镜形状、镀膜质量以及灰尘等原因产生的各种光学损失；集热元件光学损失系数，包括玻璃管洁净度系数、玻璃管透射率、玻璃管发射率、玻璃管反射率、密封头损失系数、金属管涂层吸收率系数以及其他损失系数。这七项分别反映了集热器场在实际运行中由于集热元件本身的物性、灰尘覆盖、密封头遮挡、金属涂层老化以及不能确定的因素等原因引起的损失。

表4-6中列出了实际运行中的参考系数取值。

表 4-6 实际运行中的参考系数取值

追踪损失系数 ε'_1	0.99	端部损失系数 ε'_5	0.97
几何精度系数 ε'_2	0.98	其他损失系数 ε'_6	0.96
反光镜反射率 ρ_{cl}	0.93	玻璃套管透射率 τ_g	0.95
反光镜洁净度系数 ε'_3	0.95	选择性涂层吸收率 α_{abs}	0.96
集热管洁净度系数 ε'_4	0.98		

集热管吸收太阳辐射的热量为

$$q_{5solabs} = q_{si} \eta_{opt} K \tag{4-17}$$

式中， $\eta_{opt} = \varepsilon'_1 \varepsilon'_2 \varepsilon'_3 \varepsilon'_4 \varepsilon'_5 \varepsilon'_6 \rho_{cl} \tau_g \alpha_{abs}$ ； $K = \cos \theta + 0.000848\theta - 0.00005369\theta^2$ ，为入射角修正系数； η_{opt} 为集热器光学系数。

4.1.9 机械结构与驱动

为了保证太阳能热发电系统的稳定正常运行，对于 Acurex 这类存在换热器的系统主要的控制目标就是要通过调节传热液体的流速，实现在不同运行状况下管路出口处传热油的温度恒定。而对于直接产生蒸汽的发电系统，控制目标则为根据汽轮发电机的需要，在管路出口处实现恒定温度和压力的蒸汽输出，这样太阳辐射的变化就只影响出口蒸汽的数量，而不影响出口蒸汽的质量。由于太阳辐射的变化范围比较大，相应流速也需要作较大调整，整个热传递回路的动态特性（响应时间、延时等）也产生了相当大的变化。因此，基于系统简化模型基础上的常规控制方法对于这类工作点大范围变动的系统控制效果不佳，正是由于该传动系统具有的强非线性特性，使各种现代控制理论有了用武之地。

对于槽式太阳能直接产生蒸汽的发电系统，水经过太阳能场后由液体转化为蒸汽直接推动汽轮机发电，系统不仅包含有液汽两相流动，而且要求出口处的温度和压力同时达到要求值，因此系统控制也更为复杂。这里对其控制问题不加以详细论述。

4.2 地址选择

4.2.1 概述

太阳能热发电站占地面积大，太阳能热发电站的选址除了受到本地太阳能的品质的限制，更受到地理、交通、输电系统及电量需求等

多方面因素的限制。它不仅关系到热发电站建设的合理性及其安全运行,更关系到建设的进度、投资及后期的运行。

目前,槽式太阳能发电技术已经经历了美国加利福尼亚9座热发电站近20年来商业化运营的考验,在我国的西部和北部地区具有广阔的应用前景。一般太阳能热发电站的选址要综合考虑太阳直接辐射辐照度、地形、地貌、入网、供水条件、燃料供应、交通运输条件、当地自然环境与客观条件、环保要求、施工条件、建设规划等因素。

火电厂选址一般要参考中华人民共和国电力行业标准 DL 5000—2000《火力发电厂设计技术规程》中的规定。火电厂厂址的选择要按照规划选厂和工程选厂两个阶段进行。应按照中长期电力规划、燃料来源、地区自然条件、环保要求和建设计划等因素全面考虑,在选厂工作中,应从全局出发,正确处理好各方面的关系。同时应研究电网结构、电力和热力负荷、燃料供应、水源、交通、燃料及大件设备的运输、环境保护要求、灰渣处理、出线走廊、地质、地震、地形、水文、气象、占地拆迁和施工等条件,拟订初步方案,通过全面的技术经济比较和经济效益分析,提出论证和评价。太阳能热发电站与火电厂的场址选择有很多相同之处,发电站的地址宜靠近热力和电力负荷中心,这样可以最大限度地满足当地用电需求,减少供热供电损失,充分利用能源。

为了保证发电站的安全性与经济性,需要特别考虑发电站的防洪、防地震和水源的供给。

1. 防洪

按照相关规定,地址标高应考虑与发电站等级相对应的防洪标准,见表4-7,如低于表4-7的标准时,必须有防洪围堤或其他可靠的防洪设施。

表 4-7 发电站的等级和防洪标准

发电站等级	规划容量/MW	防洪标准(重现期)
I	>2400	≥100、200年一遇的高水(潮)位
II	400~2400	≥100年一遇的高水(潮)位
III	<400	≥50年一遇的高水(潮)位

注:本表指标强制。对于风暴潮严重地区的特大型的海滨发电站取200年。

对位于海滨的发电站,其防洪堤(或防浪堤)的堤顶标高应按频率为1%的高水位(或潮位)加重现期为50年累积频率1%的浪爬高和0.5m的安全超高确定。对位于江、河旁的发电站,其防洪堤的堤顶标高应高于频率为1%的高水位0.5~1.0m;当受风、浪、潮影响较大时,防洪堤的堤顶标高可参照海滨发电站确定。防洪堤的设计标准应征得当地水利部门的同意。

在有内涝的地区建发电站时,防涝围堤堤顶标高应按100年一遇的标准设计内涝水位,当难以确定时,可采用历史最高内涝水位加0.5m的安全超高确定。当有排涝设施时,则按设计内涝水位加0.5m的安全超高确定。

对位于山区的发电站,应考虑防排山洪的措施,防排设施应按频率为1%的山洪设计。围堤或防排洪设施宜在初期工程中规划的规模一次建成。

2. 防地质灾害及防地震

选择地址时,应对地址及其周围区域的地质情况进行调查和勘探。在规划选址阶段,以收集分析已有资料和现场踏勘调查为主,必要时进行少量勘探工作,查明选址区域的主要不良地质条件,对拟选地址的区域稳定性作出评价;在工程选址阶段,还应根据地址场地的复杂程度,选用工程地质测绘、勘探、原位测试等手段,确定影响地址稳定性的工程地质条件,对地址场地的稳定性和工程地质条件作出评价。

发电站地址不应设在滑坡区、岩溶发育程度高的地区或发震断裂地带以及9度以上地震区;机组容量为300MW及以上或全厂规划容量为1200MW及以上的发电站不宜建在9度地震区。选址应避让重点保护的自然人文遗址,也不宜设在有重要开采价值的矿藏或矿藏采空区上。山区发电站的地址,宜选在较平坦的坡地或丘陵地上,注意不要破坏自然地势,避开有危岩、滚石和泥石流的地段。

发电站地址的地震基本烈度必须按照《中国地震烈度区划图》和《中华人民共和国防震减灾法》确定。根据电力工程的具体条件,需要对发电站进行烈度符合和地震安全性评价:

1) 对于位于地震烈度区分界线附近的发电站,应进行烈度

复核;

2) 对于位于地震研究程度和资料详细程度较差的偏远地区,且规划容量为 600MW 及以上的发电站,应进行烈度复核;

3) 对位于地震烈度为 9 度的地区且规划容量为 600MW 及以上的发电站,应进行烈度复核或地震安全性评价;

4) 对位于地震基本烈度为 7 度的地区,且规划容量大于 2400MW 的发电站,应进行烈度复核或地震安全性评价;

5) 对地质条件特别复杂的重要发电站,应进行烈度复核或地震安全性评价。

6) 当需要提供地震水平加速度值时,可按下面规定取值:6 度时取 0.05g;7 度时取 0.10g;8 度时取 0.20g;9 度时取 0.40g。

7) 禁止将发电站地址选在滑坡区、岩溶发育程度高的地区或者发震断裂地带以及地震基本烈度为 9 度以上的地震区;单机容量为 300MW 及以上或全场规划容量为 1200MW 及以上的发电站,不宜建在地震基本烈度为 9 度的地区。

3. 供水

选择发电站地址时,供水水源必须可靠,并要同时考虑水利、水电规划对水源变化的影响。

当采用江、河水作为供水水源时,其取水口位置必须选择在河床全年均稳定的地段,且应不受泥沙、草木、冰凌、漂流杂物、排水回流等影响,必要时应进行模型试验。

当考虑采用地下水为水源时,应进行水文地质勘探,按照 GB 50027—2001《供水水文地质勘察规范》的要求,提出水文地质勘探评价报告,并应得到有关水资源主管部门的批准。

直流供水的发电站应靠近水源,并应考虑进排水对水域航运、环境、生态和城市生活用水等方面的影响。

在靠近煤源且其他建厂条件良好而水资源匮乏的地区,经经济技术比较认为合理的情况下,可考虑采用空冷汽轮机组。

以上准则可应用于火电厂,也适用于太阳能热发电站,更加具体的规定,读者可以参见中华人民共和国电力行业标准 DL 5000—2000《火力发电厂设计技术规范》和 DL/T 5427—2009《火力发电厂初步设

计文件内容深度规定》。但由于太阳能热发电站对太阳能资源的依赖性很大，太阳能热发电站还需要特别考虑以下因素：

1) 要充分考虑当地的太阳能的品质。该地区太阳能辐射值应大于或等于每年 $1900\text{kWh}/\text{m}^2$ ，否则这个地区不适合建造太阳能热发电站；

2) 由于太阳能热发电站需要很大的场地布置太阳能集热器，所以厂址地形要平整， $1.5 \times 1.5\text{km}$ 范围内，整体坡度一般小于 1%；周围地形、特殊建筑物无遮挡太阳光的问题，否则会影响太阳能的吸收与利用；

3) 应当充分考虑地形条件对雾气、烟雾等扩散、吹散的有利因素。选择地址，最好远离有污染物排放的生产企业所在地，或选在向大气排放有害物质、颗粒物的企业的最小频率风向的上风侧。

4.2.2 实例分析

太阳能热发电站选址是一个非常复杂的过程，在选址过程中，要尽量考虑经济、安全及环保等各方面的因素。既要考虑天文、地理等自然条件，又要考虑经济、政策等社会因素，同时还要满足可持续发展和节能减排的要求，涉及的内容非常多，非常复杂。这里以我国西部某太阳能槽式热发电站为例，从而让读者能体会如何综合考虑太阳能热发电站选址的因素。

从总体上说，我国西部地区具有丰富的太阳能资源，全年日照小时数在 2800h 以上，属于我国光照资源丰富区。在我国西部沙漠、戈壁滩，太阳能具有得天独厚的优势，利用太阳能热发电使广大的沙漠、戈壁滩变废为宝，可以创造较好的经济效益和社会效益。该地太阳光热资源丰富，对槽式太阳能热发电的开发、建设和推广有较好的引导作用。同时，为应对日益增长的电力需求，大量的能源开发导致全球气候变暖，温室效应明显，近年来内蒙古自治区的自然环境也受到不断破坏，而利用太阳能热发电能有效遏制温室效应和泛滥的沙尘暴灾害，符合国家可持续发展战略与节能减排的目标。本章在 2.5.4 节的实例分析中已经对该地区的太阳能进行了评价，该地区的太阳能属于二级水平，是太阳能资源优质的地区。同时，以上结论也经过了 DNI 测试站的检验。

该地区在选址时有三个候选地址，分别在这三个地区(下称甲地区、乙地区和丙地区)安装了三套气象观测系统，并分别安装了 DNI 测试站，以验证该地的太阳能品质是否可以满足热电站的要求。为了得到准确、有效的年发电量计算结果，至少需要一整年的数据测量，从而把一年的所有季节都包括在内。检测结果见表 4-8。

表 4-8 三地 DNI 实测结果($\text{kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2$)

年-月	甲地区	乙地区	丙地区
2007-11	166	163	148
2007-12	138	125	104
2008-01	103	94	85
2008-02	166	164	134
2008-03	162	158	151
2008-04	142	126	130
2008-05	189	166	181
2008-06	186	143	176
2008-07	162	152	150
2008-08	186	145	173
2008-09	131	107	116
2008-10	188	153	164
总量	1919	1696	1712

从表中可以看出，三地都属于资源最丰富或者资源很丰富的地区。但是，仅甲地区太阳能年辐射值大于 $1900\text{KW} \cdot \text{h}/\text{m}^2$ 。接下来通过调研将分别阐述并比较各方面的因素，从而确定太阳能热电站的地址。

1. 地理位置、地形地貌与防地震

太阳能热电站需要太阳能资源的可靠性，同时需要有足够的场地容纳太阳能热电站的各个设备，同时也要考虑地形地貌，考虑是否适合建造太阳能热电站或者如何从工程上采取措施，防止地质灾害和地震给热电站带来的损失。三地的地理位置与地形地貌见表

4-9。

表 4-9 三地地理位置与地形地貌

地点	甲地区	乙地区	丙地区
地理位置	E: 107°05'11.2" N: 40°15'13.8"	E: 109°06'19.0" N: 38°45'41.2"	E: 106°42'23.0" N: 39°55'47.9'
海拔/m	1161	1354	1061
地形地貌	地形平坦, 地貌类型以高平原、沟壑、河流阶地为主	有波浪起伏的小沙丘, 属于丘陵地貌, 有少量的树木及灌木丛。地表为细沙	地貌小型沙丘, 有少量的树木及灌木丛, 地表为细沙
地震基本烈度及所属地震带	地震的基本烈度 7 度。位于银川到河套地震带上	地震的基本烈度 6 度。不属于任何地震带	

从上面的表可以看出甲地区条件最好, 其次是乙地区, 最后是丙地区, 靠近黄河, 由于河岸侧渗, 地下水位距离地面很浅, 基础施工成本高。

2. 气候条件

分析气候条件可以确定该地的气候类型, 并结合历史气候资料, 了解极端天气发生的频率与程度, 可以进一步判断太阳能资源的可靠性与稳定性, 同时可以提前预知可能发生的气象灾害, 确保工程的安全性与可靠性, 减小灾害对太阳能热发电站的破坏。三地的气候条件汇总在表 4-10 中。

表 4-10 三地气候条件汇总

地点		甲地区	乙地区	丙地区
气候类型		中温带大陆性气候	温带极端大陆性气候	北温带大陆性沙漠气候
气温	年平均气温	8.0℃	5.8 ~ 6.9℃	7.8℃
	最高月平均气温	24.1℃ (7 月)	21 ~ 28℃ (7 月和 8 月)	25.5℃ (7 月)
	最低月平均气温	- 10.0℃ (1 月)	- 11 ~ 12℃ (12 月和 1 月)	- 11.9℃ (1 月)

(续)

地点		甲地区	乙地区	丙地区
降水量	年降水量	144.5mm	350mm 左右	224mm 左右
	雨季	6~8月	7~8月	6~9月
	历史最大降水量	99mm(1987年)	192.2mm(1959年)	
	历史最长阴雨天数	15天(1976年)		8天
年平均蒸发量		2408.8mm	2418.1mm	2910mm
风	风向	多为西南风	东南风	西北风
	年平均风速	4.1m/s	4.4m/s	3.5m/s
	最大风速	28.7m/s	24m/s	
年平均日照时数		3171h	2881h	3126.1h

以上为三地常规的气候情况,除此之外,还要考虑各地的极端天气。

甲地区极端最高气温为 39.6°C ,极端最低气温为零下 34.2°C 。年平均降雹日数2天,冰雹直径常见为5mm,最大年降雹日数为6天。沙尘暴年平均发生次数为18天。历史上发生沙尘暴最多为98天,发生在1969年。

乙地区极端最高气温为 39.5°C ,极端最低气温为零下 28.6°C 。最少年降水量为132mm,最大风速为24m/s,最大积雪深度为39cm。无霜期年平均为135天。无霜期一般为140~150天。最大冻土深度为146cm。

丙地区最大连续降雨雪天数为8天,积雪深度为17cm。近十年,雷电天气平均每年发生次数9~20次,沙尘暴平均每年发生3~8次,冰雹发生2次左右。

从上面的叙述可以看出三处厂址接近,乙地区属于沙漠腹地,沙尘暴发生概率较高。

3. 水文条件

分析水文条件可以综合考虑供水、水质、防洪防涝等条件,以确保热发电站安全、经济的运行。

内陆地区需要调研地表水和地下水，甲地区、丙地区的主要地表水为黄河，乌审旗南部有无定河、纳林河、海流图河、白河等 4 条较大的河流，这三处厂址均属于地表水少、地下水严格控制地区。三地都属于干旱地区，甲地区海拔比黄河高 110m，历史上从未发生过洪涝灾害；乙地区处鄂尔多斯盆地内部的高台地位置，历史上从未发生洪涝灾害；丙地区与黄河毗邻，地势较低，需要考虑防洪设计。

供水条件不仅与水源情况有关，还与当地的政策和供水设施有关。甲地区的水源地位于甲地区镇自来水源井，水质优良、充足，当地自来水厂可以满足厂区的供水；乙地区属于缺水地区，需要进行供水工程改造；丙地区毗邻黄河，水源地水量可以满足热发电站要求，但该地也是落实供水最困难的地区。

4. 交通、电网及其他条件

建造热发电站需要有一定的交通支持，同时所发出的电量需要经过电网输送。由于太阳能的不稳定性，当太阳能资源不能满足发电要求时，需要其他能源的支持。

三地的交通、电网、备用能源等条件汇总到表 4-11 中。

表 4-11 三地的交通、电网、备用能源条件

地点	甲地区	乙地区	丙地区
交通	高速路和高速路出口非常接近被选站点，最近的火车站为甲地区站和磴口站；最近的飞机场距离站点 46km	高速路非常接近被选站点，最近的飞机场是东胜机场，距离 100 多千米	与主干公路相连，需要经过一座水上浮桥，附近无公用设施可依托利用
入网电网	接近 220kV 变电站	接近 110kV 变电站	
备用燃料	据天然气输气管道 10km	可以连接天然气管道	

通过以上对比，可以看出甲地区和乙地区的交通条件相当，甲地区略好一些，丙地区较差，因为黄河浮桥运输受到局限。天然气供应方面，乙地区因为距离气田近，条件最好，可以使用管道供气，其次是甲地区，丙地区供气条件一般。入网条件方面，甲地区条件最好，

其次是乙地区，最次是丙地区。

限于篇幅，本书仅对比了较为重要的几个方面，综合其他方面的因素，甲地区优于其他两个地区，所以该槽式太阳能热发电站选择在甲地区建厂。

4.3 工艺技术方案

4.3.1 技术方案的选择

1. 国内外技术发展概况

槽式太阳能热发电作为太阳能热发电的重要方向之一。当前，在太阳能资源丰富的国家和地区，如西班牙南部、美国加州、埃及等，槽式热发电项目发展迅速。其发电装置是一种借助槽式抛物面聚光镜面将太阳光聚焦到集热管上，加热集热管中的换热流体，管中换热流体通过换热系统将水加热成过热蒸汽，然后用过热蒸汽来驱动汽轮发电机组发电的清洁能源利用装置。为解决太阳能的间歇性和不稳定性，在槽式太阳能热电系统中也可配置蓄热装置或者辅助锅炉，以实现热发电站的持续发电或提高功率输出的平稳性。

槽式太阳能热发电系统包括以下5个子系统：

1) 聚光集热子系统。它是系统的核心，由槽式抛物面反光镜、接收器和跟踪装置构成。

2) 换热子系统。由预热器、蒸汽发生器、过热器和再热器组成。当工质为换热流体时，采用双回路，即接收器中换热流体被加热后，进入换热子系统中产生过热蒸汽，过热蒸汽进入汽轮发电子系统发电。采用水为工质，可以直接产生水蒸气。

3) 发电子系统。基本组成与常规发电设备类似，但需要配置一种专用控制装置，用于太阳能加热系统与辅助能源系统之间的切换，或用于太阳能加热系统与辅助能源加热系统混合工作。

4) 蓄热子系统。在夜间情况下，太阳能热发电系统可以依靠热能储存系统储存的能量维持系统正常运行一定的时间。

5) 辅助能源子系统。在夜间、阴天或其他无太阳光照射的情况下，可以采用辅助能源系统供热。

槽式太阳能热发电站工作原理示意图如图4-5所示。

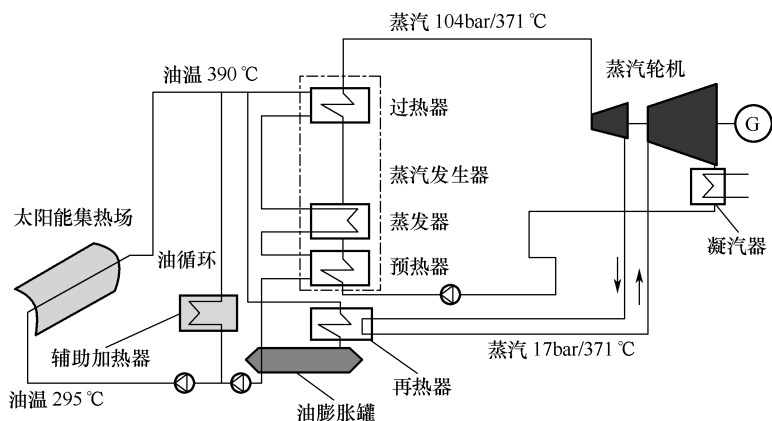


图 4-5 槽式太阳能热发电站工作原理示意图

世界上的第一套抛物型槽式聚光系统于 1912 年安装于埃及开罗附近，产生的水蒸气用于驱动 73kW 的灌溉水泵，泵流量： $2000\text{m}^3/\text{h}$ 。在当时当地的条件下，与燃煤（当时煤价为每吨煤 10 德国马克）相比，抛物面槽式聚光系统已经具有一定的竞争力。自 1984 年以来，美国 Luz 公司在 1985 ~ 1991 年共建造了 9 座槽式太阳热发电系统（SEGS I ~ SEGS IX），其发电功率分别为 14MW、180MW 和 160MW，总装机容量达 354MW。SEGS 热发电站建成后，一直向加州电网供电，其中新装置的电效率已达 30%。SEGS III ~ SEGS IX 7 座热发电站采用天然气补燃，其中天然气发电量占 25%，以满足夜间和阴雨天的电力需求。自第一套装置投运以后，该热发电站一直在进行很多的改进工作，主要包括改进集热器的系统支撑结构以降低其重量并提高抗腐蚀性和抗风性能；尝试使用新开发的聚光器和集热器产品，以减小镜面厚度，提高玻璃与金属封接的可靠性等。以上所进行的技术改造和更新，使该厂的初始投资成本由 1 号热发电站（功率为 14MW）的 4490 美元/kW 降到了 8 号热发电站（功率为 80MW）的 2890 美元/kW，发电成本由 1 号电站的 44 美分/kWh 下降到 9 号热发电站的 17 美分/kWh（按照 2004 年美元计算），系统效率由 1 号热发电站的 9.3% 提高到 9 号热发电站的 13.6%。SEGS 热发电站的建造和成功运行，从技术性和经济性两个方面证明了槽式太阳能热发电系统的可

行性，并为后来的槽式太阳能热发电站在技术研发、工程设计、设备选型、施工和运行维护等方面提供了宝贵的经验。

槽式热发电系统的核心部件是高精度抛物型聚光镜和金属-玻璃真空管集热器件。由于金属管壁的温度在 400°C 以上，故选择性涂层的稳定性、高真空的保持及玻璃与金属管的封接等都是工艺上较难的课题。

槽式热发电技术比较成熟，其集热器是一种线聚焦集热器，集热管散热面积较大，故集热管所能达到的介质工作温度一般不超过 400°C ，系统容量可大可小；聚光器等设备都是分布在地面上，安装维修比较方便。最大的优点是多组聚光器平行排列，同步跟踪，故跟踪控制代价大为降低。热吸收器为管状，使得工作介质加热流动的同时，也是能量集中的过程，故其总体代价相对最小，经济效益最高，这正是该技术最早实现商业化的原因所在。

图 4-6 是美国亚利桑那电力公司 (APS) 1MW 槽式热发电系统，该系统采用 ORMAT 公司的低沸点工质汽轮机，集热器由 Solargenix Energy 公司制造。

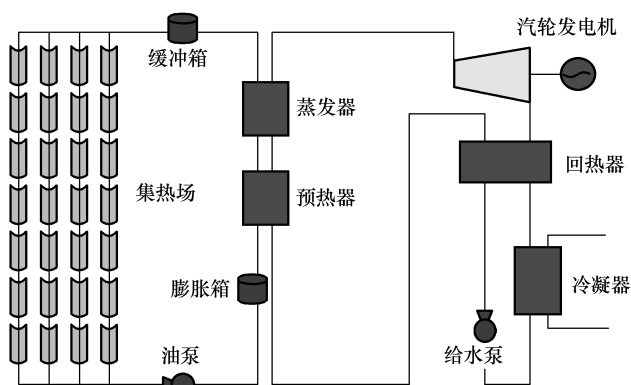


图 4-6 美国亚利桑那电力公司 (APS) 1MW 槽式热发电系统

图 4-7 为德国 Solar Millennium 集团公司在西班牙的 Andalusium 地区 Granada 省建立的 $2 \times 50\text{MW}$ 槽式热发电系统示意图，采用热储能方式，首个热发电站建设于 2006 年年初开工。

美国的 9 个 SEGS 热发电站，均采用如图 4-8 所示的系统，太阳

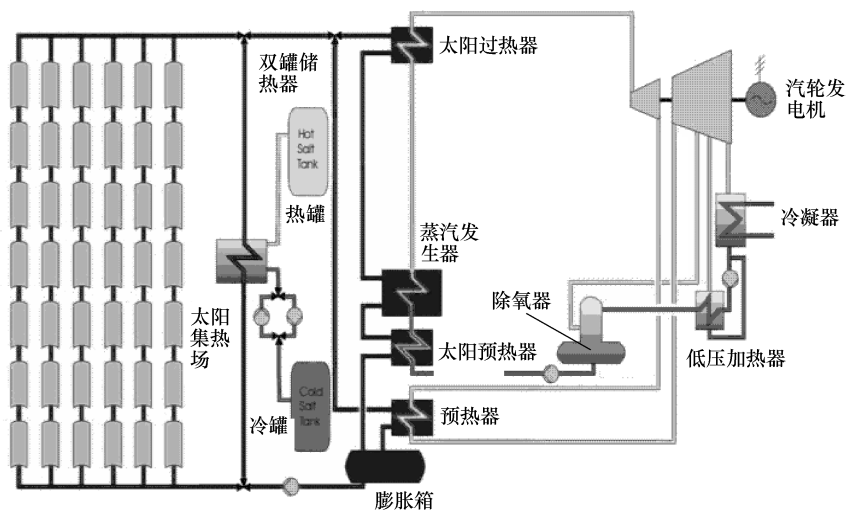


图 4-7 纯太阳能的热储能式槽式热发电系统

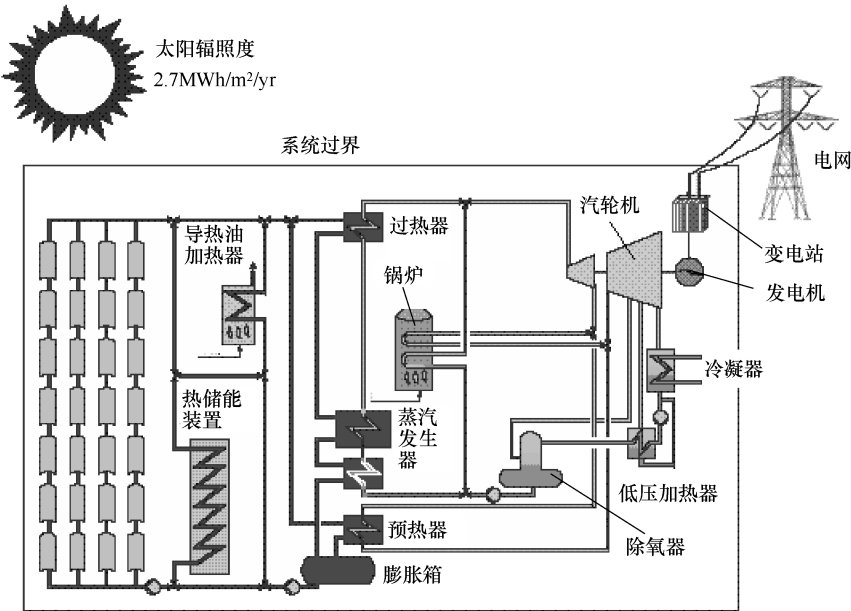


图 4-8 美国太阳能-燃气混合槽式热发电系统

能和天然气混合燃烧蒸汽动力循环，没有安设热储能装置。

图 4-9 所示的系统是将槽式热发电系统与燃气轮机发电系统相结合。图 4-9 中有 A 和 B 两套备选的方案。方案 B 直接利用太阳能产低压蒸汽，送入汽轮机。方案 A 利用太阳能热来为燃气轮机余热作补充，燃气轮机余热用于预热水并产生过热蒸汽，以提高朗肯循环的出力。该系统未见到实际应用的报道。

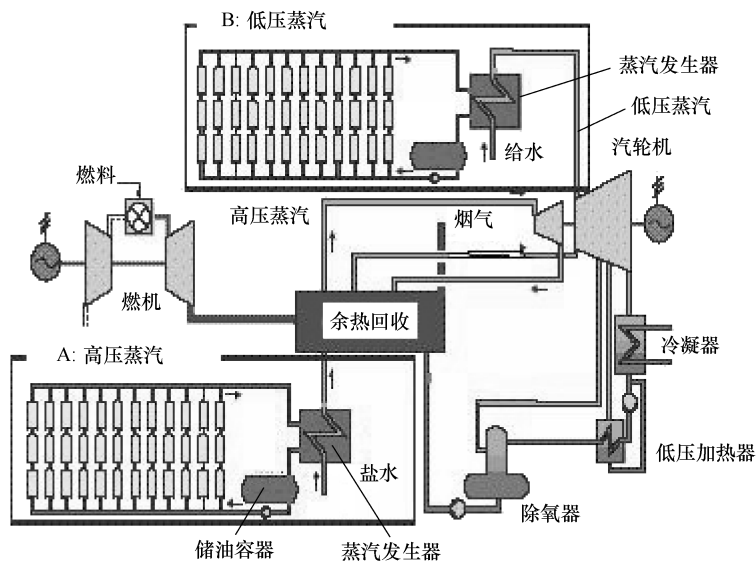


图 4-9 太阳能-燃气联合循环槽式热发电系统

太阳能集热器组合包括：聚光镜、支架、集热管、跟踪系统（包括驱动、控制和传感器）。一般采用集热器轴线南北线水平布置，由东向西跟踪太阳。也有的集热器轴线南北线以一定倾角（小于 8° 倾角）放置，由东向西跟踪太阳，未得到实际应用，仅处在概念设计或试验研究阶段；槽式集热器也有采用双轴跟踪的，这种跟踪方式，从经济角度看来是不可行的。

槽式集热器支架结构经过演变，结构形式和参数不断发展，如图 4-10 和表 4-12 所示。LUZ 公司经过第一、二、三代，一直到第四代，LUZ 第四代结构未得到应用。欧洲 ET—150 较 LS—3 的集热效率提高 9%，且 ET—150 制作简单、成本较低。

表 4-12 太阳能集热器组合基本参数

	LUZ 三代	欧洲，ET—100(150)
焦距/m	1. 71	1. 71
开口宽度/m	5. 75	5. 7
开口面积/m ²	545	545(817. 5)
长度/m	99	99. 5(148. 5)
集热管直径/m	0. 07	0. 07
聚光镜数目	224	224(336)
玻璃管数(4. 1m)	24	24(36)

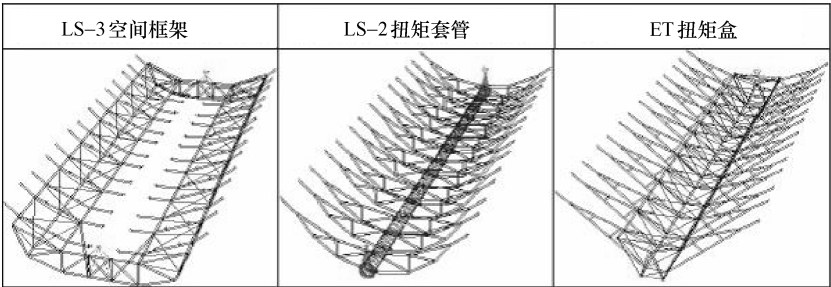


图 4-10 太阳能集热器组合支架结构比较

抛物型聚光镜(Mirror)采用低铁玻璃，背面镀银的抛物镜面。

集热元件(HCE)，集热元件由内部的不锈钢钢管和外层的玻璃管组成，在玻璃管和金属管之间抽真空，减少高温状态下的散热损失，不锈钢钢管的外表面镀有选择性吸收涂层(直射太阳光吸收比达到0.96,发射率:0.19,350℃时)，外层的玻璃管镀有减反膜，增加玻璃的透过率。为防止真空管内气体析出，管内含有吸气剂。

跟踪控制系统，槽式集热器一般采用水平轴南北向东西旋转跟踪太阳，每一组聚光器上都装有太阳传感器和控制器。聚光器位置可以通过该控制器独立调节，而对其他聚光器的正常运行不形成干涉。

储热系统，西班牙的项目 Andasol 采用储能的方式，保证夜间运行，储热介质用硝酸盐类物质混合物，储热系统可以保证夜间 7.5h 运行。

汽机冷凝系统：冷凝可采用湿冷或空冷。目前空冷系统分为直接空冷系统和间接空冷系统，间接空冷系统又分为混合式间接空冷系统和表面式间接空冷系统。三种空冷方式在国内外都得到广泛的应用，单机容量都已达 600MW，技术均成熟可靠。

根据目前国内空冷机组工程技术经济比较结果，间接空冷较直接空冷运行背压相对低，但占地面积大，初投资高 10% 以上，另外间接空冷采用带冷却塔的自然通风冷却系统，而直接空冷采用风力机通风冷却，因此，直接空冷系统配合机组运行更为灵活，且防冻手段多。

直接产生水蒸汽技术(DSG)，该技术在欧洲处于研究试验阶段，未得到应用，其优点是节省换热流体回路和换热流体，节省了投资；其缺点是集热元件变成承压管，系统及其控制复杂。

2. 聚光太阳能热发电的发展趋势

自 1984 年 LUZ 建成第一个发电系统以来，当时每千瓦装机容量的投资已由 6000 美元降至 2875 美元；电费由 24 美分/kW·h 降至 7.5~8.5 美分/kW·h。第一个热电站的平均效率为 10%，已提高到 14%。如图 4-11 所示。

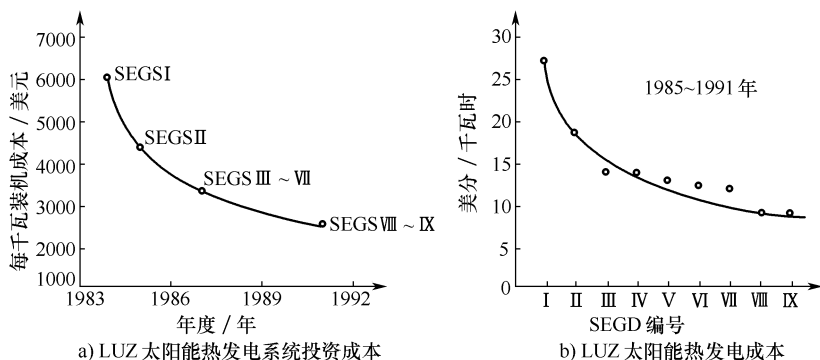


图 4-11 LUZ 太阳能热发电系统成本

太阳能热发电的发电趋势可归纳如下：

1) 由于全球太阳能发电热潮的兴起，加上光伏组件原材料的紧缺和涨价，专家估计，光伏发电制造原材料的紧缺局面仍然持续，光伏组件价格的上涨，导致了国际上太阳能热发电掀起了又一次新的

热潮。

2) 美国能源部鼓励西南部各州(CA, NV, NM, AZ 等)建造 100 万千瓦的聚光太阳能热发电站(CSP), 因为西南部具有独特的发展聚光太阳能发电的条件, 太阳能资源特别丰富。亚利桑那州已经建成 1MW 的热发电项目, 将为 200 户居民提供电力; 内华达州的 64MW 的项目也已完成, 为 4 万户供电。

3) 在欧盟范围内, 西班牙于 2002 年 9 月第一个通过电价补贴政策法令(Spanish Royal Decree 436), 补贴对象为 100kW ~ 50MW 纯利用可再生能源发电的项目, 当时的电价为 12 欧分/kW · h, 后来增加到 18 欧分/kW · h, 且维持此定价 25 年不变, 此政策极大地刺激了西班牙太阳能发电事业的发展, 预计近年内, 西班牙会有 200MW 的太阳能热发电装机容量。可见在太阳能资源丰富的发达的国家, 大规模发展太阳能热发电已经成为投资者所关注的热点。

4) 槽式太阳能热发电向大规模方向发展, 可以大幅降低成本和造价。

5) 太阳能热发电的市场需求虽然在不断增长, 但是像其他的可再生能源发电方式一样, 仍然需要国家出台相应的机制和优惠政策来激励, 这一点不论是国际还是国内都是一样的。这些激励机制和优惠政策包括: 可操作的强制性的可再生能源定额配给制度(RPS), 以便于保证电网公司无条件收购, 上网电价定价政策, 初期的海关减免税政策, 税收优惠, 低息信贷, 投融资回报政策等。

3. 国内太阳能热发电的发展与现状

我国的太阳能热发电技术研究起步比较晚, 直到 20 世纪 70 年代才开始进行基础研究, 在“七五”期间, 湘潭电机厂与美国空间电子公司合作, 研制了 2 套 5kW 的抛物面聚焦型太阳能热发电机, 但由于价格过高, 加上工艺、材料、部件及相关技术等没有得到根本解决, 而未能得到推广使用。

国家“八五”计划安排了小型部件和材料的攻关项目, 中国科学院电工研究所内建造了小型抛物面槽式真空管高温集热装置。近年来, 我国对太阳能热发电技术的研究给予了相当大的重视, 在此基础上得到了一定的发展, 南京江宁区 2005 年建成了国内第一座太阳能

热发电示范电站(容量 70kW)。为此,我国政府在“十一五”计划中安排了数亿元资金,开发太阳能塔式聚光发电技术。

国外对太阳能槽式热发电技术的各大部件在材料、设计、工艺及理论方面进行了长达 20 多年的实践并取得了较大的进展,在技术上最成熟而且是三种太阳能热发电方式中最易产业化。因此,我国应该优先开发槽式太阳能热发电技术,在借鉴国外先进技术和成功经验的同时将我国的太阳能事业从研究阶段推向实际应用阶段,进而解决我国的能源问题。

20 世纪 80 年代,有关部门组织进行过槽式聚光太阳热发电项目的论证,但最终因投资成本高等原因被搁浅。国家科技部也相继部署过一些槽式聚光太阳热发电项目,但亦未形成专有技术和产品。国家“十一五”可再生能源发展规划明确提出,要建 50MW 等级的太阳热发电示范项目。

自 2005 年 10 月,中国科学院电工研究所可再生能源发电咨询与培训中心与德国 SM 公司、内蒙古如意实业公司等单位合作,开展了一系列前期工作,包括选点考察、项目预行性研究等。

4. 槽式热发电站生产技术方案

抛物型槽式太阳能热发电系统在目前乃至在不远的将来,都将是具有广阔发展前景、强大竞争力的发电系统。通过槽式太阳能聚光集热系统,将太阳辐射能聚焦采集,用来加热热媒介或水产生热能,然后利用与传统的热循环一样的工艺流程,即通过产生高温高压水蒸气推动汽轮机带动发电机组发电。为保证机组连续运转,可为系统建大规模储热装置,满足光照不足时发电和夜间发电。

如图 4-12 所示为白天直接发电模式。集热场加热换热流体,换热流体通过油水换热器产生高参数水蒸气,推动汽轮机发电,蓄热子系统不参与循环。

如图 4-13 所示为白天发电 + 蓄热模式。集热场加热换热流体,换热流体一部分通过油水换热器产生高参数水蒸气,推动汽轮机发电,换热流体另一部分加热熔融盐,实现蓄热储能。

如图 4-14 所示为夜间发电模式。熔融盐 + 热换热流体,换热流体进而与水进行热交换,产生高参数水蒸气,推动汽轮机发电。

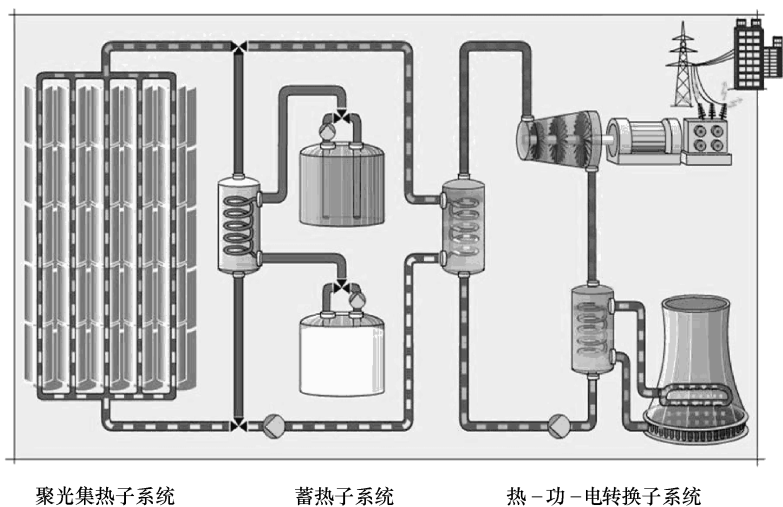


图 4-12 白天直接发电模式(蓄热系统不参与)

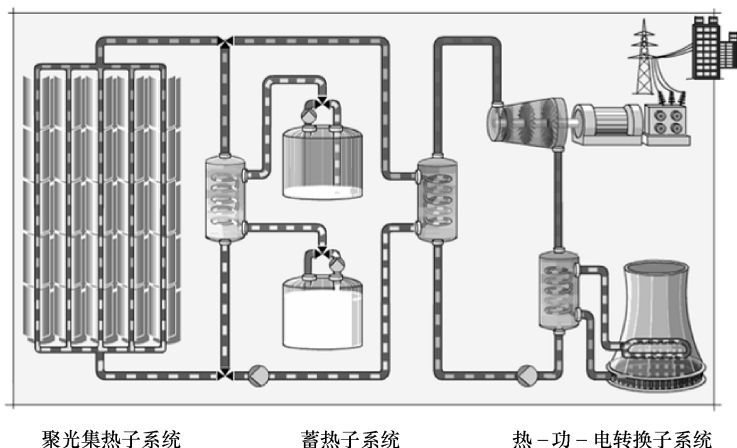


图 4-13 白天直接发电模式(蓄热系统参与)

因此,采用国际先进的抛物型槽式太阳能聚光集热技术,结合大规模熔盐储热系统的新工艺、新材料的应用,与传统的火力发电汽轮机系统集成,以达到用清洁太阳能取代传统化石燃料热发电站的热源的目的,实现节能减排。

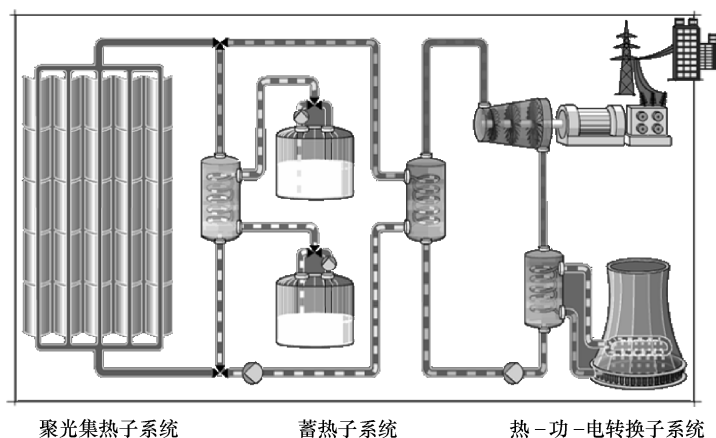


图 4-14 夜间蓄热发电模式(蓄热系统放热)

太阳能集热场的主要名词释义如下：

- 1) 28 个反射镜(RP)和 3 个集热元件组成太阳能集热器单元；
- 2) 12 个太阳能集热器单元连接构成太阳能集热器组合；
- 3) 4 个太阳能集热器组合组成一个回路(LOOP)；
- 4) 回路的集合构成太阳能集热场(SF)。

以内蒙古某 50MW 级槽式太阳能热发电示范项目为例。抛物型槽式太阳能集热场平面布置如图 4-15 所示。太阳能集热场包括若干由 4 个太阳能集热器组合构成的回路。每个集热组合 148.5m 长，其反射镜开口宽度 5.77m。因此，每个回路的总太阳投射面积可达 3270m^2 。集热组合的定向为南北向。每个回路结构的地面要求为 $36\text{m} \times 310\text{m}$ 。

回路末端的太阳能集热器组合通过一个管路来横跨连接。冷的换热流体从动力区流向低温总管(蓝色管路)，然后流入平行回路中。换热流体在回路中被加热，然后流过高温总管(红色管路)，流回到动力区。

此项目中的槽式太阳能集热场是一种模块化、分散式系统，太阳能集热器组合以平行排列的方式，通过绝热保温管路实现连接。冷的换热流体(HTF)从动力区的泵区流到低温母管，然后通过该总管将流

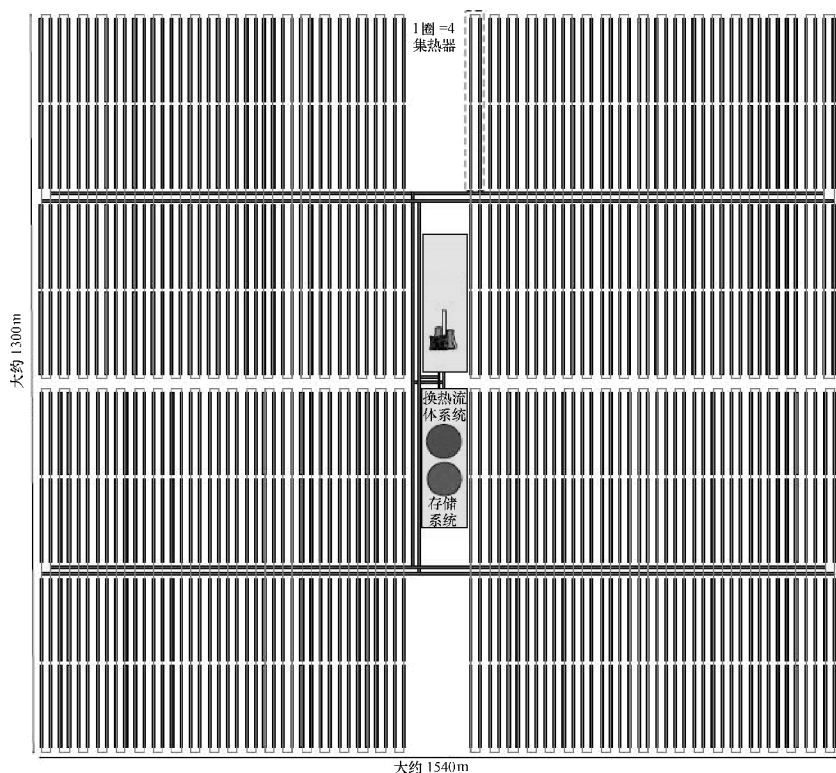


图 4-15 抛物型槽式太阳能集热场平面布置简图

体分配至太阳能集热场的各个平行的太阳能集热器组合管路中。每个回路包含 4 个太阳能集热器组合，以两排相邻方式布置，每排有两个太阳能集热器组合，各个太阳能集热器组合通过跨接管路 (COP) 实现连通。换热流体在回路中被加热，然后流入到高温母管，在此，来自所有管路的高温换热流体汇流，进入动力区。正常运行过程中，换热流体流入太阳能集热场的温度为 296°C ，流出时的温度为 393°C 。

通过聚光镜收集太阳能，聚光镜将太阳光聚焦于集热元件之上，集热元件安放在抛物面的焦线位置上。集热元件安装在一个由钢材塔门和轴承构成的机械支撑件之上。每个太阳能集热器组合包括：局部器件、液压驱动系统和局部控制器，太阳能集热器组合可以独立地跟踪太阳，使焦线始终位于合适的位置，而且能够防止集热元件过热。

太阳能集热场受现场监控控制器(FSC)的控制,以一个整体来运行。现场监控控制器是位于中心控制室的计算机控制系统,与每个太阳能集热器组合通信,并与热发电站的集散控制系统(DCS)通信。现场监控控制器(FSC)收集各个太阳能集热器组合的信息和分散控制系统的数据和指令,向集热场区发出总控制指令,向太阳能集热器组合回路发出模块式控制指令。在白天天气和热发电站条件允许时,现场监控控制器可以投入使用并有效控制太阳能集热场;在夜间或强风天气时,可以收藏起相关设备,避免受到损坏。

动力区附件的气象站可以提供与太阳能集热场运行的相关天气信息。太阳直接辐射数据用于确定太阳能集热场的参数。风速数据是必须的,因为强风条件下,太阳能集热场相关设备必须要关闭并收藏起来,避免受到损坏。现场监控控制器与热发电站集散控制系统实现数据传输,可以整体协调和控制发电区、导热流体系统和太阳能集热场的运行。

如上所述,太阳能集热场布局包含一定数目的集热回路。太阳能集热器组合为南北向排列布置,实现最大限度地收集太阳能,集热器组合排间距 17.2m。换热流体总管离地面有一定高度,并放置在结构钢制管路吊架之上。同时,该整个太阳能热发电站区域需要安设保护性堤坝和排水沟渠,排水沟设计标准应该能够抵御 50 年一遇的暴雨的水平。

5. SKAL-ET 技术

SKAL-ET 技术是基于欧洲槽式集热器(EuroTrough Collector)的,欧洲槽式集热器是由 Milenio Solar S. A 及其合作公司和单位,如:西班牙 INABENSA 公司、德国的 Flabeg 公司、西班牙 CIEMAT 公司和德国空间研究中心(DLR)在西班牙 Plataforma Solar de Almeria(PSA),于 2000 年研制成功,达到设计的技术要求。在先进的集热器制造领域,EuroTrough 保持欧洲的技术领先地位。基于这些经验,在德国 Flagsol 公司和德国环境部的支持下,在 Parasol-SKAL-ET 项目中,欧洲槽式集热器得到进一步的改进。在该项目框架下,一个 800m 长的测试回路安装并一直运行在加利福尼亚州 Kramer Junction 太阳能热发电站。安装于加州 Kramer Junction 电站的 SKAL-ET 集热器单元如图

4-16 所示。从中可以看到金属支持架构(前面)和抛物型表面(后面)。



图 4-16 位于 Kramer Junction 的 SEGS V 的 SKAL-ET

采用 SKAL-ET 技术的抛物型槽式集热器包括一个呈抛物几何形状的聚光镜和一个太阳跟踪机构,用于调整抛物型聚光镜面以实现最大地吸收太阳直接辐射能。

图 4-17 为 SKAL-ET 集热器的跟踪机构。从东向西跟踪太阳,能够反射并聚集太阳直接辐射至集热管,达到 80 倍聚光比,集热元件位于聚光镜的焦线位置。集热元件包括:镀有表面选择吸收涂层的不锈钢管,钢管外部覆盖有石英套管以降低热损。金属吸热管-石英管



图 4-17 SKAL-ET 集热器的跟踪机构

间的空间抽成真空。通过集热元件循环流动的换热流体 (HTF)，通常为合成油，由太阳辐射能加热至约 400°C 。

SKAL-ET 类型的太阳能集热器单元安装如图 4-18 所示，称为太阳能集热器组合。每个集热组合由 12m 长的太阳能集热器单元组成。抛物型聚光镜和集热元件安装在这些集热元件上，在运行状态下能够保持刚性以维持整个集热元件置于聚焦的位置。

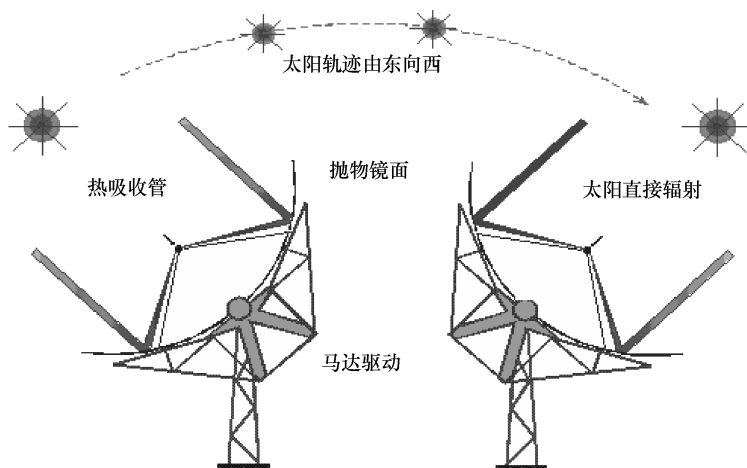


图 4-18 SKAL-ET 集热器组合的工作原理(南北朝向)

SKAL-ET 集热装置的 12 个太阳能集热器单元安装在 12 个“常规”塔门架上，一个“中心驱动”塔门驱动所有太阳能集热元件，同步跟踪太阳。位于太阳集热场外边缘的集热元件需要加强(也称为“强化太阳能集热器单元”)，可以抵御强风；内部的集热元件用常规塔门。

每个 SKAL-ET 集热器均是一个独立单元，聚焦并收集太阳能直接辐射，而且有跟踪功能、控制和通信系统。为此，每个集热器安装有局部测量传感器、液压驱动系统、局部控制器，从而可以实现独立跟踪太阳，中心计算机指令保持聚光镜聚焦于集热元件之上，也可以防止过热，撤离焦点。

表 4-13 简要描述了 SKAL-ET 集热器的性能参数。

表 4-13 SKAL-ET 集热器的性能参数

参 数	SKAL-ET	参 数	SKAL-ET
焦距长度	1. 71m	太阳能集热器组合长度	148. 6m
距焦点平均距离	2. 12m	太阳能集热器单元数量	12
吸收器半径	35mm	反光板数量	336
集热元件长度	4. 06m	集热元件数量	36
开口宽度	5. 77m	整体光学效率	≥78%
开口面积	817. 5m ²		

太阳能集热场全部集热器在现场监控控制器统一控制下运行，现场监控控制器是以一个单元运行，是一个中央控制系统，位于热电站总控制室。现场监控控制器收集各个集热器回路的信息，分析并输出至操作人员的计算机屏幕上。接收操作人员的指令，发出单元和模块指令到各个回路。白天天气条件和条件允许时运行整个太阳集热场，夜间和强风天气时收收集热器，避免受到损坏。

图 4-19 为 SKAL-ET 集热器的一个侧面(一个太阳能集热器单元)。为了实现太阳能集热器的高精度和高效率，金属支撑结构制造准确度要求非常高。

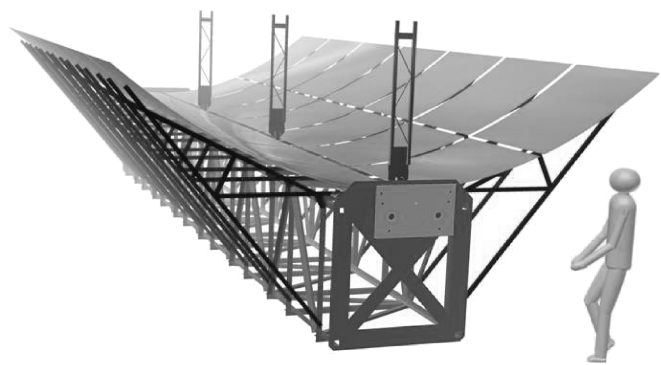


图 4-19 SKAL-ET 集热器侧面

每个太阳能集热器组合大约有 150m 长，安装在 13 个非常平直的而且排成一列的塔门架上。为了保护太阳能集热组合，因为大多数

时间对暴露在强风中, 结构件的各个部分均予以加强。13 个塔门之间的部分是 12 个子单元, 即太阳能集热器单元。每个集热单元包括一个箱式桁架结构, 截面积大约为 $1.4\text{m} \times 1.4\text{m}$, 长度为 12m , 从而形成一个扭矩箱。该扭矩箱式结构可以抵抗强风和重力形成的扭转和弯曲。在该框架结构的左右两侧, 安装有 14 对支杆支持聚光镜面装置(悬臂支杆)。在这些支杆上, 安装 28 个反射镜, 每个镜面各有 4 个支撑脚。在聚光镜的焦线上, 安装有集热元件。每个集热元件为 4m 长, 由固定在扭矩箱式结构上的“集热元件支撑杆件”支持。每个太阳能集热器单元有 3 个集热元件。图 4-20 为部分安装的太阳能集热器单元(在图 4-20 中, 集热元件支撑臂和集热元件还没有完成安装)。在每一侧, 太阳能集热器单元连接位于中间塔架的轴承基座之上的力矩传送装置。力矩传送装置能够将力量从驱动系统传送给整个太阳能集热器组合。



图 4-20 平行安装的集热器单元、扭矩箱结构和部分反射镜

在每排集热组合的末端, 最后一个塔架是一个常规类型的塔门结构, 具有单旋转接头。所有塔门均严格排成一列, 以实现最大限度的定位准确, 并牢固地铆接在混凝土基座的地脚螺栓上。

塔门共有 3 种类型:

- 1) 驱动塔门: 位于各个太阳能集热器组合的中央, 支持驱动组

件、传感器和区域控制器。

2) 常规塔门：仅支撑太阳能集热器单元子单元。

3) 共享塔门：位于两个相邻的太阳能集热器组合之间，与两个抛物型系统均连接，具备双旋转接头。

(1) 反射镜

太阳能集热器组合通过反射镜将太阳光束聚集到一条焦线上，从而收集太阳能直接辐射能。这些反射镜(见图 4-21)是关键光学部件，可以实现聚焦能量密度、光学性能和 SKAL-ET 集热器的耐用性最大化。反射镜接收阳光直接辐射，然后反射光至焦线，从而将能量聚集在集热元件之上。SKAL-ET 集热器的聚光比为 82:1，每个太阳能集热器单元有 7 个反射镜在内侧和 7 个 RP 在外侧，分别安装在两侧，每个太阳能集热器单元共有 28 块反射镜，每个太阳能集热器单元的开口投射面积 68.125m^2 。每个太阳能集热器组合的 12 个太阳能集热器单元共有 336 个反射镜，每个太阳能集热器组合的投射面的开口面积为 817.5m^2 。一般情况下，SKAL-ET 集热器使用的 RP—3 型反射镜是 4mm 厚度。但是，为了减少反射镜破损，反射镜外边缘和太阳集热场朝风方向应该覆盖更加结实的反射镜，玻璃厚度为 5mm。

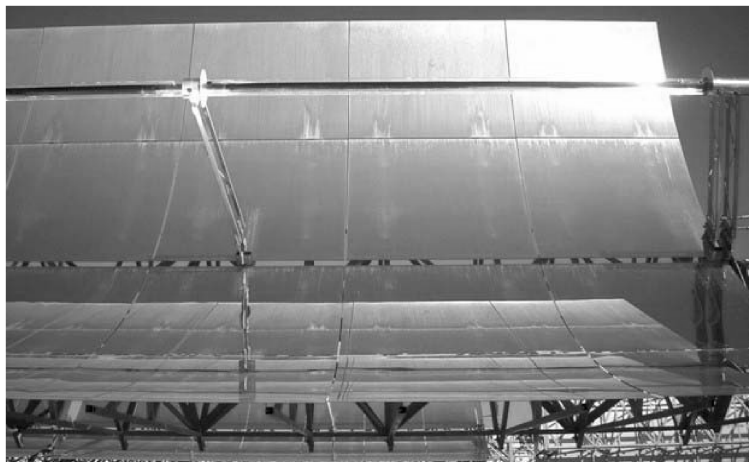


图 4-21 反光镜面

每个反射镜由位于其背部的 4 个支撑垫脚和太阳能集热器组合来连接支撑。允许玻璃在挠性范围内振动、弯曲，而不会在集热元件上产生明显的光学损失。表 4-14 简述了集热器内部和外部的反射镜的几何特征。

表 4-14 集热器内部和外部的反射镜的几何特征

反射镜类型	SKAL-ET
开口宽度	5.77m
焦距	1.71m
抛物线方向，反射镜数量	4 片
玻璃厚度	
常规反射镜	4mm
强化反射镜	5mm
内部镜片	
长度(弯曲的)	1.64m
宽度(未弯曲的)	1.70m
面积	2.79m ²
外侧镜片	
长度(弯曲的)	1.50m
宽度(未弯曲的)	1.70m
面积	2.55m ²
平均的单位平米反射镜的反射面积	2.67m ²
平均的单位平米反射镜的开口面积	2.43m ²
平均每个集热器单元的开口面积为 28 个反射镜开口面积	68.125m ²

高准确度、高反射率和高耐久性的反射镜构成如图 4-22 所示。由于其较低的铁含量，该种玻璃具有很好的太阳光辐射透过性。在其背面有采取化学方法镀的高反射率的银涂层，厚度为 0.7g/m² (±0.1)；又有通过化学方法沉积的铜膜 0.3g/m² (±0.2)，具有很好的防腐性能；铜膜外又涂覆有两层高质量薄膜，防止使用过程中可能会出现腐蚀和破坏。基底涂层涂覆一层高质量的漆层，防止太阳光辐射造成破坏。所有反射镜边缘均打磨并涂覆保护层。4mm 厚的玻璃其反射率为 93%，5mm 厚的玻璃其反射率为 92%。反射镜

的耐用性测试，结果见表 4-15。

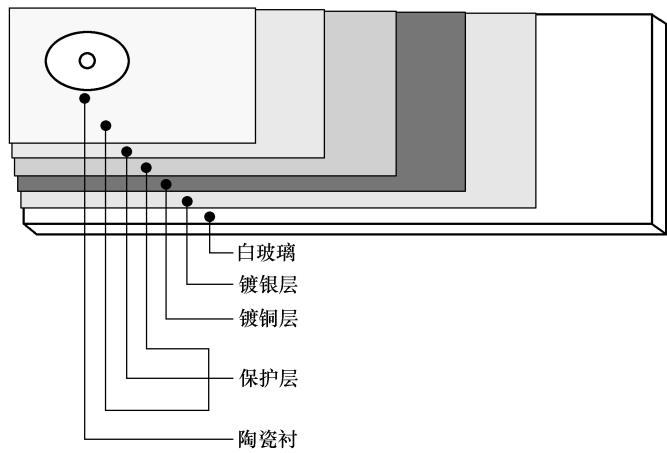


图 4-22 反射镜构成

表 4-15 反射镜的耐用性测试

恒量浓缩	DIN 50017 KK	ISO 6270-1
盐喷射试验	DIN 50021 SS	EN ISO 9227 NSS
铜-氯化物-乙酸盐 喷射实验	DIN 50021 CASS	EN ISO 9227 CASS

(2) 集热元件

集热元件是 SKAL-ET 集热器的另外一个关键部件，将反射镜聚集的太阳直接辐射能转换成热能，温度可达 400℃。图 4-23 为集热元件的构造原理。集热元件包括一个内层不锈钢管，直径为 70mm，外层为石英管和两端金属波纹管。内管涂覆有选择性吸收涂层，以实现聚集太阳直接辐射能的吸收率最大，和红外波再辐射的最小。两端的精密玻璃-金属封接与金属波纹管实现连接，提供高温保护，密封内部空间保持真空。在另一侧，金属波纹管焊接在内部吸热管上。这些弹性连接功能的波纹管可以在吸热管升温 and 冷却过程中补偿内部金属管和外部石英管之间的热胀冷缩的差异。玻璃-金属密封材料需要套管保护，避免由于太阳直接辐射导致的过热而造成破坏。

聚集的太阳直接辐射能可以在集热元件表面转化为热能，传送至

换热流体，并将流体加热至最高温度达 400℃。外部石英管可以作为附加防护，防止红外波长能量向外再辐射，以降低热损，其原理就像玻璃温室一样。石英管外部覆盖有减反射涂层，允许 96% 的太阳辐射入射能量透过玻璃管。

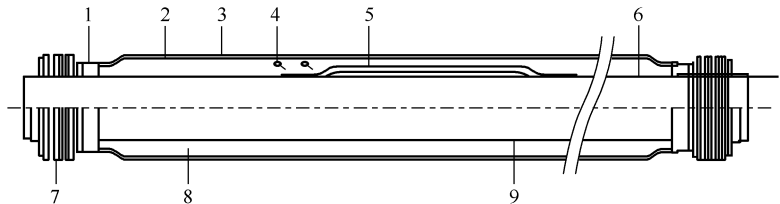


图 4-23 真空集热元件构造原理

- 1—玻璃-金属连接 2—玻璃套管 3—防反射涂层 4—真空度指示
5—真空稳定吸气剂 6—不锈钢管 7—膨胀补偿封套
8—真空空间 9—太阳涂层

集热元件的技术数据见表 4-16。

表 4-16 集热元件的技术数据

部件	规 格
组装	· 长：4062mm ± 1mm · 400℃的开口长度，运行温度 >96%
吸热体	· 外径：70mm ± 0.2mm · 壁厚：2.2mm ± 0.2mm · 钢材类型：DIN 1.4404、DIN 1.4541 或类似 · 根据 ASME ASTM E 903-96：平均太阳吸收比 (AM1.5, 直接的) ≥0.95，标准偏差允许值 ±0.01 · 400℃时，平均热辐射比 ≤0.14，标准偏差允许值 ±0.01
覆盖管	· 硼硅酸盐玻璃 · 外径 125mm，+5mm/-3mm · 开口长度方向上 95% 以上 AR 镀膜 · 镀膜区域平均太阳穿透比 (AM1.5) ≥0.96，平均值的标准偏差允许值 ±0.01 · 抗磨碎大于 50 次以上冲击
真空	· 残余气体压力 ≤10⁻³mbar，用吸气剂维持压力

每个集热元件长度为4m, 3个集热元件以串联方式连接, 构成子单元太阳能集热器单元, 36个集热元件管端对管端对接焊接, 组成SKAL-ET集热器的12个太阳能集热器单元。为了方便太阳能集热器单元中集热元件的现场安装, 集热元件均会预安装(焊接)成3组, 如图4-24所示。



图4-24 段集热元件组合正在预组装

(3) 驱动跟踪系统

关于驱动和跟踪系统, 太阳能集热器组合可以从日出直至日落一直跟踪太阳。每个集热器在白天跟踪太阳时, 均会绕其旋转轴旋转, 旋转过程由两个液压缸驱动两个连接在扭矩传送装置的悬杆臂来实现。

太阳能集热器组合动力源是一个电动机, 驱动液压泵, 进而驱动悬杆臂沿着预先设定的方向运动。马达安装在室外的箱体(IP-56标准), 适合于在现场的环境条件中运行。

跟踪系统由局部控制器(LOC)来控制, 局部控制器安装在驱动塔门上。信号线和动力线由局部控制器连接至液压机构和传感器, 这些组件功能是给局部控制器提供输入信息。

三个不同的传感器安装在每一个太阳能集热器组合上, 用于跟踪

控制, 分别为位置传感器、太阳光传感器、温度传感器。

位置传感器测量太阳能集热器的定位角度, 并提供数据, 输入给局部控制器。位置传感器安装在 ET150 驱动塔门架上。太阳传感器安装在位于驱动塔门架附近的移动金属结构架上。该种传感器包括两个光敏二极管传感器, 对太阳的运动做出电响应。

太阳传感器提供给局部控制器关于太阳相对于太阳能集热器组合抛物型轴线(焦点之上、焦点之下、对准焦点)的具体位置信息, 以及太阳光线辐射强度信息。局部控制器接收两种不同的电信号, 每个电信号对应一个二极管。该信息用于计算两个值: 两个信号的太阳和与太阳差。太阳差是两二极管信号差值的函数, 表示两二极管信号间, 哪一个离太阳更近, 例如, 判断集热元件在焦点之前还是焦点之后。太阳和是光强的函数, 表示何时辐射强度足够高, 可以运行, 可以跟踪太阳。

温度传感器(PT-100)是电阻温度计(RTD), 以白金作为电阻计, 安装在每个太阳能集热器组合中心油管的热井中。电阻温度计在温度 $0 \sim 400^{\circ}\text{C}$ 之间时的准确度为 $\pm 1.15^{\circ}\text{C}$ 。

温度值发送至局部控制器, 然后传送到现场监控控制器, 提供场区中各太阳能集热器组合中换热流体温度的信息。

对于较大型太阳集热场并且具有储热装置, 换热流体系统将能量从集热元件传送到蒸汽发生器和/或热储能单元。在动力区内, 换热流体在管路、泵和膨胀阀和控制阀构成的系统内中循环流动。在太阳集热场, 称为太阳集热场换热流体泵送系统。换热流体系统和太阳集热场管路系统的所有元件需要全部绝热, 以最大限度地降低热损失。

太阳集热场内部的换热流体泵送系统包括 4 个主要的子系统, 即高温低温换热流体总管、旋转接头、中心油管路以及跨接管。

高温和低温母管的构造取决于太阳集热场的大小和布局。对于大型太阳集热场, 换热流体总管从太阳集热场中部穿过, 沿南北方向。换热流体进一步延伸至位于回路系统的东/西总管。每个太阳能集热器组合回路通过分立的管路系统与换热流体总管实现连接。对于小型的太阳集热场, 只要有东/西走向的换热流体总管就足够了。

旋转接头能够在相邻的太阳能集热器组合之间转动，因为各个太阳能集热器组合必须能够独立于相邻的太阳能集热器组合或独立于与之连接的静止管路旋转。为了达到这一目的，需要使用两种类型的旋转接头：单头和双头球形接头。单头球形接头系统用于太阳能集热器组合联排末端的管路连接，可以是回路连接至太阳集热场总管路，或者是通过跨接管路实现两排太阳能集热器组合间连接，双头球形接头用于两相邻太阳能集热器组合的相互连接。

单头和双头球形连接系统之测试件如图 4-25 所示，跨接管路如图 4-26 所示。



图 4-25 ET—150 集热器单头和双头球形连接系统的测试件

关于上述仪表和控制，在集散控制系统内，太阳能集热器组合由局部控制器分别单独控制。

场区现场监控控制器用于控制并与各个单独的局部控制器进行通信。监控控制器的计算机系统位于中央控制室。通过监控控制器，操作人员能够监控各个太阳能集热器组合的状态和位置。监控控制器和局部控制器通过以太网实现通信。太阳集热场控制系统，如图 4-27 所示。

监控控制器发送给局部控制器基本指令，以设定运行模式。在早晨，发送指令至太阳集热场，启动跟踪系统，在夜间关闭集热场。它能够对太阳集热场中的各种传感器产生的报警信号做出响应，并采取相应的措施。



图 4-26 两排间的跨接管路

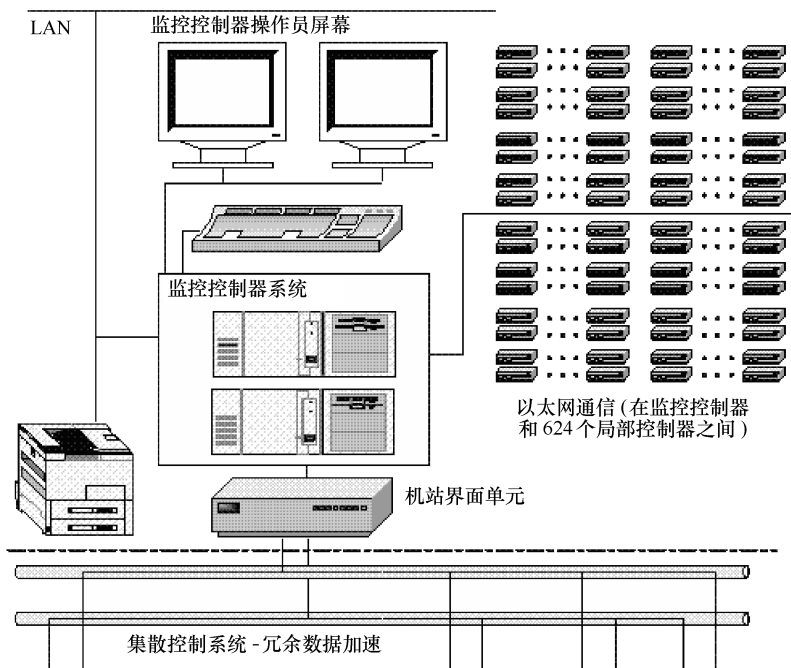


图 4-27 太阳集热场控制系统(集散控制系统-监控控制器-局部控制器)

现场监控控制器发送关于太阳集热场运行相关的信息至集散控制系统,包括关于太阳能集热器组合跟踪的百分比和正确操作换热流体系统所需求的信息。现场监控控制器还给集散控制系统提供换热流体系统低温凝结报警数据。集散控制系统发送关于换热流体系统的现场监控控制器信息,从而允许跟踪和执行其他太阳能集热器组合动作。另外还会产生报警条件,并通过现场监控控制器接收气象站传感器发送的数据。

太阳集热场现场监控控制器控制整个太阳集热场的太阳能集热器装置。现场监控控制器通过以太网与各个局部控制器通信,收集数据,执行对局部控制器的控制运算。现场监控控制器通过界面单元与热发电站的集散控制系统通信,从而保证在其开始跟踪太阳前,可以将换热流体输送至太阳能集热器组合,并保证太阳集热场运行与全热发电站运行过程协调一致。

现场监控控制器系统包括下述主要元件:基于PC的系统(主计算机和备用计算机);双屏显示、鼠标和键盘;彩色激光打印机;局部控制器通信用的连线机柜(开关或者无线接入端);与集散控制系统交互的界面;软件在自动模式下,系统基于时钟(日期和时间提供太阳位置的信息)、内部算法和传感器发来的数据,对现场监控控制器的动作实施控制。现场监控控制器还可以作为一个监视器供现场操作人员使用,在双屏上以图形形式来显示局部控制器发来的信息。另外还允许手动操作集热器,允许对单个太阳能集热器组合的实施转动。

局部控制器控制跟踪太阳,以及太阳集热场内单个太阳能集热器组合的位置。向现场监控控制器通信并对现场监控控制器直接做出响应,现场监控控制器是所有局部控制器的主控制器。但是局部控制器独立自动对某些报警条件做出响应。如果换热流体温度升的过高,局部控制器将会自动停止太阳能集热器组合的跟踪。

局部控制器具有闭环控制功能,其主要目的是使能够跟踪太阳,将准确度控制在 $\pm 0.1^\circ$ (跟踪),从而实现最大限度的收集太阳能。

通过这种方式,局部控制器就能够利用太阳传感器和位置传感器提供的信息来控制液压驱动系统而准确定位太阳能集热器组合的位

置。电阻温度装置监控换热流体的温度，提供关于系统性能信息，并且如果出现换热流体温度超出上限值或下限值时启动警报。局部控制器控制盘界面如图 4-28 所示。

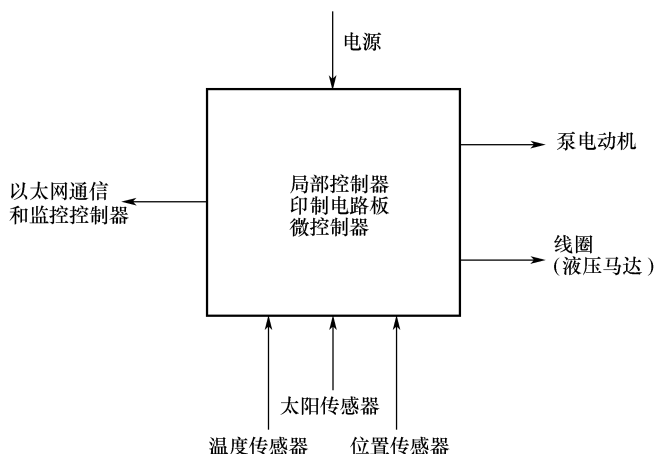


图 4-28 局部控制器控制盘界面

同时，需要在控制室以及太阳集热场场地上安装气象站。其中传感器可安装在单独的金属支架上，以避免被冷却塔雾气的阴影遮蔽。锋利传感器必须被安装在 10m 高的塔上，避免与地面相互影响，气象站包括以下传感器：直接太阳辐射传感器、辐射发送器、风向传感器、风速传感器、风速变送器、风向传感器(风向标)、风向发送器、环境温度传感器。

气象站通过现场监控控制器系统将数据传送到集散控制系统，集散控制系统将收到的直接辐射读数做平均，并计算适当的换热流体流动速率。风速风向数据的处理用以确定什么时候达到最大的太阳能集热器组合风力负载。当达到报警条件，集散控制系统通知现场监控控制器，现场监控控制器来执行收藏太阳能集热器组合的指令。

6. 热发电站的运行模式

平行排列的槽式集热器组成太阳能集热场，这些太阳能收集器是玻璃镜面的集热器，如图 4-29 所示。通过对太阳进行由东向西的跟踪，槽式集热器将太阳的直接辐射汇集在集热元件上，集热元件中载

有换热流体，通常是合成油，被加热到约 400°C 。在一个非燃烧的蒸气发生器中，换热流体加热产生过热蒸气，过热蒸气进入汽轮发电机产生电力。

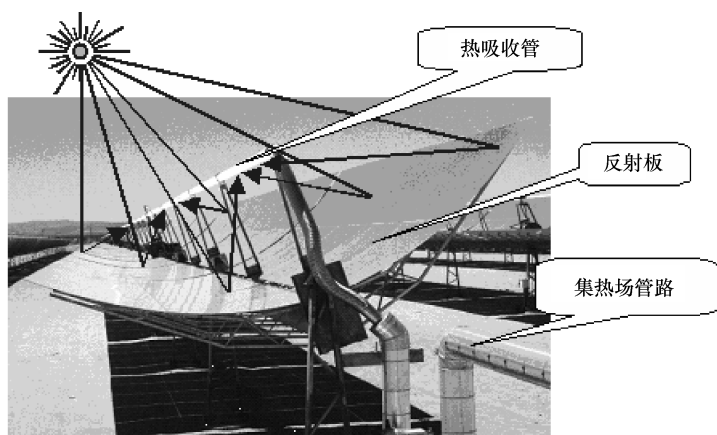


图 4-29 抛物型槽式集热器原理图

图 4-30 显示了一个带有热储能装置的发电站。该方案由槽式集热器组成的太阳集热场作为主要能量源，高效的汽轮机作为发电设备。槽式集热器有着先进的设计，这些设计在西班牙 PSA、美国加利福尼亚州的太阳能热发电站被证明，并经过了各种发展和改进。

基本的设计理念是纯太阳模式。从太阳集热场到动力区的热输出将在发电机输出端产生电能。设计点的热循环效率大约为 38%。

太阳集热场加热换热流体，换热流体在换热器里产生蒸汽。在换热器中产生高压蒸汽和再热蒸汽，由于换热流体热物性的上限限制，最高温度被限制在 $370 \sim 400^{\circ}\text{C}$ 。考虑热力循环的最优化，蒸汽的温度选定在 383°C 。为了使转换过程中的效率最大，给水最好被预加热为 240°C ，这是一个最佳值。较低的给水温度会降低热效率。较高的给水温度会导致换热流体换热器的热吸收下降并且增加太阳集热场辐射损失。

在纯太阳能运行模式中，换热流体流过太阳集热场到蒸汽发生系

⊖ $1\text{bar} = 10^5\text{Pa}$ ，后同。

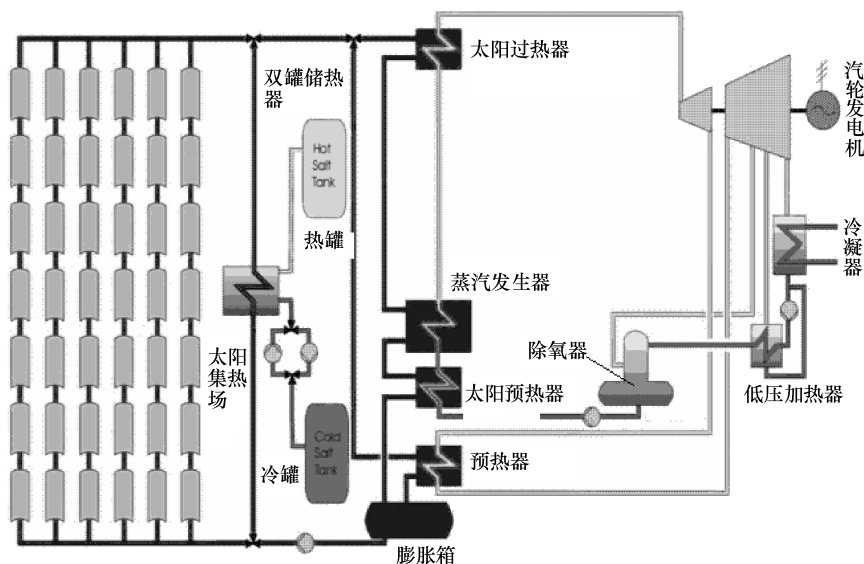


图 4-30 抛物型槽式集热发电系统(带热储能)

统,产生 377°C 、 $98\text{bar}^{\ominus}$ 的蒸汽,并供给三级相连的热交换器(预热器、蒸汽发生器、过热加热器)。从预热器中流出的冷的换热流体被输送到太阳集热场再次加热。该过程中,换热流体作为太阳集热场和蒸汽循环中的动力区的热交换介质,在太阳集热器中被加热,在蒸汽发生器产生蒸汽的过程中冷却。蒸汽导入动力区,在汽轮机中膨胀做功,并驱动发电机发电,经过汽轮机的余热在空气冷却器中被释放。在该过程中,从太阳集热场收集的太阳辐射被转换成电力并送到电网上。

热储能系统是为了在太阳落下后延长发电时间。为了给储热系统蓄热,太阳集热场的规模要比没有储热系统的面积规模大。一天中,在太阳辐射比较强的时间里,系统发电的同时,也向储热系统中存储热量。换热流体中的一部份热量同时被转换到储热系统中的热介质中,这种液态的熔盐介质从低温储罐转到高温储罐的过程中吸收了热量。由于这些存储的热量和高太阳辐射输入,热发电站可以在白天太阳充足时满负荷发电,晚上没有太阳的时候也能发电,不受干扰和间

断，以提供较大的电力需求。

在下午，太阳直接辐射减少时，热量不再提供给储热系统，而是全部用来发电。如果需要更多的热量以满足发电需求，这些热量可以由储热系统提供。太阳落下后，太阳集热场停止工作，储热系统(如果存在)释放热能继续发电。热储能罐中的热量被放出并转移到换热流体中，以维持夜间的发电。为了避免在发电中断期间，熔盐和换热流体发生凝结，储热系统(TES)和换热流体系统需装备辅助的加热系统，以维持储热系统的熔盐和换热流体不低于最低的运行温度。

7. 热发电站的空冷技术选择

热发电站冷却塔需要消耗天然水——这可以提高热发电站的效率，然而却会产生相当数量的水蒸气，消耗大量水。在受到地表水或海水资源限制的情况下，或由于环境原因，只能使用空冷系统。

与常规的湿冷相比，利用冷空气在空冷式换热器中作为冷凝剂，需要大面积风扇驱动冷空气流经散热器，将蒸汽冷凝为水。空气冷却过程中会产生额外费用，降低热发电站的效率。然而，应用空气冷却的主要原因是由于缺乏足够的水，或者是受区域供水情况的限制，需要将热发电站用水的影响降至最低。尽管如此，热发电站还需要有限的工艺用水。

目前可用的基本上有两种类型的空冷技术，即

- 1) 直接空冷系统，将周围空气直接用于冷却过程。
- 2) 间接空冷系统，水由空气再冷却作为闭路循环的间接过程。

直接空冷系统包括带有翅片管空冷式冷凝器，在该翅片管装置中使用自然通风或机械通风驱动冷空气冷凝。机械通风结构对于各种规模的汽轮机厂在技术上和经济上都是可行的。因此，这已经在世界各地得到广泛应用。自然通风冷却的结构，因为需要非常大的传热表面，至今仍未在热发电站中使用。

间接机械通风系统使用一个封闭的风冷水回路，在经济上适用于中小规模的汽轮机。然而，在 50MW 以上规模的系统中，自然通风系统或直接空冷系统更经济。

在最近的研究应用中，推荐使用一种特殊类型的带有喷雾式冷凝器的间接自然通风干燥冷却塔(NDDCT)，即所谓的海勒(Heller)

系统。

喷雾式冷凝器直接位于涡轮排气口上，将冷却剂喷洒到蒸汽上，进行冷凝。使用的冷却剂来自于冷凝器热井，对翅片管空冷器工作。像常规火电厂一样，剩余的冷却水被送回除氧器。

一般的空冷冷凝器必须直接位于或至少毗邻汽轮机排气管，海勒系统提供了更大的灵活性，可以将冷却塔放置在厂区。当动力区位于在太阳集热场的中央时，该设计是非常必要的。

海勒系统可以使用钢铁建造，从而降低了投资成本和建设时间，亦适用于地震带。

与常规空冷冷凝器相比，海勒系统的主要优点有：

- 1) 设计灵活，不影响热力学数据；
- 2) 从水到冷却塔中的空气具有高传热系数，因而传热面相对较低；
- 3) 能耗低，相关的经营成本低，因为自然通风不需要风扇；
- 4) 由于没有风扇而不产生噪声；
- 5) 钢结构适合于地震区域。

同时，海勒系统的缺点有：

- 1) 循环冷却剂的数量要显著的高于动力循环冷却剂的数量，需要具有更高功率的冷凝泵；
- 2) 需要特别注意防冻保护；
- 3) 铝管需要中性凝结剂处理；
- 4) 首选钢结构建筑，其适合地震敏感地区，也可能会影响安装成本。

8. 热电站蓄热技术的选择

由于太阳能的独有特性，受到季节、气候、昼夜、地理纬度和海拔高度等的影响，太阳辐射是间断且不稳定的，要使太阳能能够持续稳定的被利用，就必须很好的解决蓄能问题，蓄热系统已成为衡量热发电系统效率的重要因素。

太阳能高温蓄热技术按照热能储存方式的不同，可以分为潜热蓄热、化学反应蓄热和显热蓄热三种方式。

(1) 潜热蓄热

潜热蓄热主要是通过蓄热材料发生相变时吸收或放出热量来实现能量的储存与释放，现在应用较多的主要是固液相变进行蓄热的相变材料(PCM)。与显热蓄热相比，潜热蓄热具有蓄热密度大，相变过程中接近恒温等特点，可显著降低蓄热系统的尺寸。但是选择合适的相变材料以及换热器的设计都比较困难，因此太阳能热发电系统中的潜热蓄热技术还处于试验研究或中试阶段。

潜热蓄热自 20 世纪 70 年代起就引起人们的极大关注。太阳能高温潜热蓄热技术主要是应用于太阳能发电中。理想的相变材料应具有相变温度适宜、相变潜热高、热导率高、比热容大、无腐蚀性和无过冷现象等特点。作为高温应用的潜热材料主要包括硝酸盐、碳酸盐、氯化物等各种无机盐类以及混合盐类、金属和合金等。相变材料主要有导热系数低、换热表面的同相沉积和腐蚀等缺点。通过在相变材料中加入导热系数高的物质形成复合潜热蓄热材料，同时具有潜热和导热系数高的优点。表 4-17 为国外研究的用于太阳能热发电站中的潜热蓄热材料。

表 4-17 太阳能热发电站中的可供使用的潜热蓄热材料

材 料	温度/℃	密度/ (kg/m ³)	导热系数/ (W/m·K)	热容/ (kJ/kg·K)	价格/ (美元/kg)
NaNO ₃	308	2257	0.5	200	0.2
KNO ₃	333	2110	0.5	267	0.3
KOH	380	2004	0.5	150	1.0
Na ₂ CO ₃ -BaCO ₃ /MgO	500~850	2600	5.0	420	2.0
NaCl	802	2160	5.0	520	0.15
Na ₂ CO ₃	854	2533	2.0	276	0.2
K ₂ CO ₃	897	2290	2.0	236	0.6

1988 年，在美国太阳能研究所(SERI)的倡议下，美国、德国等国家开始研究用于太阳能热发电站的高温潜热蓄热技术。Contdsl 等人在报告中指出，在混凝土蓄热、固体盐蓄热、双罐式液态熔盐蓄热和相变材料蓄热等 5 种太阳能高温蓄热技术中，潜热蓄热具有相对高的比热容，并且成本最低。

在相变材料传热研究方面，Hunold 设计了一种直立式的管壳式

换热器, 采用 NaNO_3 (熔点为 305°C) 作为蓄热材料, 证实了潜热蓄热在技术上是可行的, 不过他的实验研究只限于一种换热器和蓄热材料。Michels 则设计了三种不同的换热器, 并将其串联, 同时采用 IC-NO_3 、 KNO_3/KCl 和 NaNO_3 作为潜热蓄热材料, 实验中获得了高的热利用系数。

欧洲的 DISTOR 项目是为直接蒸汽发电槽式系统设计的潜热蓄热系统, 以二元熔盐 NaNO 和 KNO 的混合物作为主要的相变材料, 相变温度范围为 $230 \sim 330^\circ\text{C}$ 。

在采用合成油作为传热介质的槽式系统中, 合成油传热介质的温度变化范围为 $250 \sim 400^\circ\text{C}$ 。蒸汽传热介质的温度变化范围是 $200 \sim 400^\circ\text{C}$, 这就要求潜热蓄热介质在换热过程中, 温度变化也比较大, 此时单一相变材料是无法满足要求。于是, 1989 年美国 LUZ 公司就提出了级联潜热蓄热的设计方案, 2006 年 Horst Michels 等人用 3 个垂直的壳管式换热器串联进行了潜热蓄热的实验和模拟研究, 串联蓄热尽可能利用了不同相变材料的蓄热能力, 出口温度更加保持一致, 证实了串联潜热蓄热的可行性。但是由于固液相变后的热损失、相变材料的不稳定性、系统的复杂性和投资的增加等使串联潜热蓄热系统需要更深入的研究。

1993 年, DLR 与 ZSW (德国太阳能及氢能研究中心) 共同提出了潜热蓄热介质。显热蓄热材料—潜热蓄热介质混合蓄热方法。系统蓄热能力为 200MWh , 蓄热和放热时间分别为 3h 和 1h。

近年来, 许多研究人员对各种不同特性的高温蓄热材料的热物性及其测量进行了研究, 同时对高温相变材料的封装和高温相变复合材料也进行了深入的探索, 但高温潜热蓄热技术的实际应用进展不大, 主要是固液相变换热器的设计没有取得突破, 复合相变材料与微封装技术可能提供了一种方法。PCM 的微封装具有很多优点, 如增加传热面积、减少 PCM 与外部环境的反应及减少相变时带来的体积变化。PCM 的微封装在不同热控制领域的潜在应用将受到其成本的限制, 对于太空应用, 热控制性能远重于其成本, 采用微封装技术是必然选择。高温潜热蓄热器是空间太阳能热动力发电系统的关键部件之一。而对于大规模的太阳能高温热利用, 还未进行深入研究。

在国内,对太阳能高温潜热蓄热技术的研究主要在北京航空航天大学对空间站热动力发电系统中高温吸热/蓄热器的研究上,袁修干等人采用 $80.5\text{LiF}-19.5\text{CaF}_2$ 共晶盐作为空间站热动力发电系统蓄热器的相变材料,在数值模拟和实验研究方面对其相变传热过程做了大量的工作。

(2) 化学反应蓄热

化学反应蓄热是利用可逆化学反应的热能与化学能的转换来进行蓄热的,具有蓄热密度高、反应物可在环境温度下存放、热能储存时间长、可以远距离传输等优点,而且成本有可能降到相对较低的水平。但存在技术复杂、一次性投资较大和整体效率不高等缺点,目前仍然处于实验室研究阶段。

1988年,美国太阳能研究中心(SEPO)指出,化学反应热蓄热是一种非常有潜力的高温蓄热方式,而且成本有可能降到相对较低的水平。在国家能源部的支持下,美国太平洋西北国家实验室(PNNL)开始了这方面的研究,利用 $\text{Ca}(\text{OH})_2$ 分解成 CaO 和 H_2O 的逆反应来储存太阳能。

在蓄热过程中,热能驱动吸热反应,由 $\text{Ca}(\text{OH})_2$ 产生 CaO 和 H_2O ,在放热过程中,只要用水蒸气加热 CaO ,两者生成 $\text{Ca}(\text{OH})_2$ 并释放出热能。Brown 等人在报告中指出,化学反应热蓄热方式在理论上可以满足太阳能热发电的要求。不过,他们的研究只是基于理论分析和基础实验研究,对于能否满足太阳能热发电蓄热系统的动力要求,以及如何与发电系统结合的问题尚未解决。

澳大利亚国立大学也对这方面进行了研究,他们采用氨的分解与合成来蓄热,在系统太阳能反应器中,液态氨分解成 H_2 和 N_2 ,然后通过反应器中合成液氨放得热量,这种小规模实验装置已经用于抛物碟形集热系统中,当然理论上也可以用在同种温度范围的抛物槽形集热系统中。综上所述,太阳能高温潜热蓄热和化学反应蓄热虽然具有很多优点,但目前只是处于小规模实验研究阶段,而在大规模的应用之前,仍有许多问题需要解决。

1991年,Brown 等人采用 CaO 与 H_2O 的化学反应进行了理论和基础的蓄热试验研究,由于系统约束条件苛刻,不能确定其反应是否

适合太阳能热发电蓄热系统，也没有确定如何将蓄热反应与发电系统相结合。但是认为氢氧化物与氧化物之间的热化学反应将是化学反应蓄热的潜在对象。

1999年，澳大利亚国立大学设计了一种太阳能碟式热发电氨化学反应蓄热系统，其中碟式镜面的面积为 20m^2 ，输入系统的太阳能功率为 1kW 。在高温热反应器中氨吸收热量后分解成氢与氮。当需要热量的时候，氨合成反应器中热量被回收，完成放热过程。系统没有其他副反应产生，反应器容易控制，反应温度与太阳能集热器温度相适应，系统具有为兆瓦级大规模热发电进行蓄热的潜力。

尽管化学反应蓄热的技术不成熟，但利用太阳能热化学反应循环制氢便是一种间接蓄能技术，这方面的应用发展很快。太阳能热化学反应循环制氢技术就是利用太阳能热发电系统提供的高温环境与热化学反应装置联合，采用金属氧化物作中间物，输入系统的原料是水。产物是氢和氧，不产生 CO 和 CO_2 。可用于太阳能热化学反应循环制氢的金属氧化物有 ZnO 、 FeO 、 CaO 等，反应温度在 1000K 左右，大大低于直接分解水的效率，且效率可以达到 30% ，是很有潜力的制氢技术。

由于化学反应蓄热方式的应用技术和工艺太复杂，存在许多不确定性，在大规模的应用之前，还有许多问题需要解决。

(3) 显热蓄热

显热蓄热时，蓄热材料在储存和释放热能时，材料的温度会发生连续变化。一个完整的蓄能过程包括蓄热过程、保温过程和放热过程。这是三种热能储存方式中原理最简单、技术最成熟、材料来源最丰富、成本最低廉的一种，因此被广泛地应用于太阳能热动力发电等高温蓄热场合。

显然蓄热材料主要分为固体和液体介质，需要考虑密度、比热容、热导系数、热膨胀系数、成本和操作温度等参数。固体蓄热介质主要有高温混凝土、铸造陶瓷和花岗岩等。液体蓄热介质包括水、熔盐、矿物油和合成油等。

1) 固体显热蓄热。

德国航天航空研究中心(DLR)的 Doerte Laing 等人在研究沙石混

凝土和玄武岩混凝土的基础上，研究开发出了耐高温混凝土和铸造陶瓷等固体蓄热材料，耐高温混凝土的骨料主要是 FeO，水泥为黏结剂；铸造陶瓷骨料也主要是氧化铁。黏结剂包括氧化铝等，其物理性质见表 4-18。

表 4-18 黏结剂物理性质

名 称	材料/350℃	
	铸造陶瓷	高温混凝土
密度/(kg/m ³)	3500	2750
比热/(J/kg·K)	886	916
热导系数/(W/m·K)	1.35	1.0
热膨胀系数/(K×10 ⁻⁶)	11.8	9.3
材料强度	低	中
裂 纹	几乎没有	很少

蓄热系统由蓄热材料、高温换热流体和嵌入固体材料的圆管式换热管组成。在蓄热阶段，换热流体沿着换热管流动，把高温热能传递到蓄热材料中。在放热阶段，冷流体沿着相反方向流动，把蓄热材料中的热能吸收到流体中用来发电。

在西班牙的阿尔梅里亚太阳能实验基地(PSA)的 WESPE 项目中，Laing 等人对高温混凝土和铸造陶瓷作为蓄热介质进行了测试，其蓄热最高温度为 400℃，蓄热能力为 350kW·h。每个换热单元由 36 根单管组成，其中管外径为 25mm，内径为 21mm，管间距为 80mm。在对蓄热单元的截面分析中发现蓄热介质的材料分布均匀，孔隙率低，同时在高温下换热管壁与蓄热材料接触良好。研究发现两种蓄热材料都非常适合于固体显热蓄热系统，高温混凝土更具有低成本、高强度和易于操作的特性。经过大约 60 个循环后，换热管和蓄热材料间传热性能没有降低，可以达到较高的发电功率。预计商业化后的固体蓄热能力投资可以达到 20 欧元/kW·h，发电成本可以小于 0.01 欧元/kW·h，使用寿命达到 30 年。

Tamme 等人利用 TRNSYS 软件和 Storage Tech Thermo 模块对同体蓄热系统进行了模拟研究，对影响蓄热性能的不同参数进行了分析。结果表明，蓄热材料的热导率和体积热容对整个系统的蓄热能力影响

不是非常明显。换热管的管间距太大,会造成蓄热材料间的温度梯度,从而降低蓄热能力;间距太小会增加换热管的用量成本,因为换热管的造价会达到总投资的 65% ~ 75%。为了提高蓄放热能力,需要增加蓄放热时蓄热材料的温度差值,为此提出了模块化蓄热的设计方式,在蓄热阶段把蓄热管沿长度方向由串联模式改为并联模式,从而增加了材料的平均温度;在放热阶段通过把材料的不同温度段与水蒸气的预热、蒸发和过热段相匹配的换热从而降低了材料的平均温度。通过模块化的优化设计,其发电功率可以增加原来的 3 倍。

不过,制造混凝土蓄热器的技术难度较高。这是因为混凝土蓄热器里的金属管道和混凝土的热膨胀系数不同会导致混凝土产生裂纹,从而减少使用寿命和换热性能。通过在金属管道上裹一层石墨,让金属管道和混凝土可以相互独立地热胀冷缩,这样还可以进一步改善管道和水泥块之间的热传递效果。由于混凝土的热导率低,须寻找高效低成本的强化传热方法,掺入高导热系数的石墨提高混凝土的热导率是比较合适的手段。目前,这方面的研究已经取得很大进展。由于最高工作温度限制,混凝土蓄热方法较适用于槽式和温度较低的太阳能热发电系统。

和其他蓄热方法相比,混凝土蓄热装置利用的是具有良好蓄热性能的混凝土,因此造价很低,且操作简便易行,适合推广。混凝土蓄热器还有另外一个优点,即可以根据发电机组装机容量的大小进行灵活配置。在终年阳光明媚的地区,如我国新疆的塔克拉玛干沙漠、内蒙古的巴丹吉林沙漠、腾格里沙漠等地,这种混凝土蓄热器非常值得广泛开发利用。而且混凝土的主要原料是沙子和砾石,在沙漠地带几乎免费就可获取,为实现全天候发电进行热量储存。

2) 液体显热蓄热。

目前,比较常用的液体蓄热介质包括各种熔盐、矿物油、合成油、液体金属和水等。熔盐被认为是一种较好的蓄热材料,具有较好的蓄热传热性能,工作温度与高温高压的蒸汽轮机相匹配,在常压下是液态,不易燃烧,没有毒性,而且成本较低。熔盐不仅在太阳能热发电中用作蓄热传热介质,同时在化学和金属等非太阳能应用工业中也常作为换热流体。现在应用较广的熔盐主要有二元熔盐 Solar Salt

和三元熔盐 Hitec。二元熔盐由 60% NaNO 和 40% KNO 组成,凝固点为 220°C 。三元熔盐由 53% KNO_3 、7% NaNO_3 和 40% NaNO 组成,凝固点为 142°C 。硝酸熔盐的高温稳定性是其在使用过程中的重要指标。三元熔盐的凝固点低,有利于减少系统停机后的保温能耗和重新启动时的加热能耗,但最高工作温度偏低,不利于提高系统的发电效率。Sandia 国家实验室正在研制一种新的混合熔盐,使其凝固点低于 100°C 。熔盐的缺点有高温分解和腐蚀问题,相关材料必须耐高温、耐腐蚀,这又使系统成本增加、可靠性降低;熔盐还具有低温凝固问题,必须对相关设备进行保温、预热和伴热等,这也使系统的能耗增加。

选用合成油作为蓄热传热材料时,不存在冻结问题,但由于矿物油的温度不能高于 400°C (否则易分解,导致发电效率比较低,同时容易引发火灾),而且价格昂贵,因此,目前主要用作槽式太阳能热发电的吸热传热介质的材料为液态金属钠。液态金属钠能应用于较高的温度,且金属材料密度大、导热率高、整体温度分布均匀,具有良好的吸热和放热性能,但是金属的比热容小,热负荷高时温度波动大,而且高温下与空气接触易燃易爆。

(4) 双罐蓄热系统

双罐蓄热系统是指太阳能热发电系统包含两个蓄热罐:一个为高温蓄热罐,一个为低温蓄热罐。其按照蓄热方式可分为直接蓄热系统和间接蓄热系统。间接蓄热系统的传热介质和蓄热介质采用不同的物质,需要换热装置来传递热量。间接蓄热系统常采用不存在冻结问题的合成油作为传热介质,熔融盐液作为显热蓄热介质,传热介质与蓄热介质之间有油-盐换热器,系统的工作温度不能超过 400°C 。其缺点是传热介质与蓄热介质两者之间通过换热器进行换热,由此带来不良换热。直接蓄热系统中换热流体既作为传热介质,又作为蓄热介质,蓄热过程不需要换热装置。直接蓄热系统常采用熔融盐作为传热和蓄热介质,不存在油-盐换热器,适用于 $400 \sim 500^{\circ}\text{C}$ 的高温工况,从而使朗肯循环的发电效率达到 40%。对于槽式太阳能热发电系统,管道多为平面布置,需要使用隔热和伴随加热的方法来防止熔融盐液传热介质的冻结。塔式太阳能热发电系统的管网绝大部分是竖直布置在

塔内,管内的传热介质容易排出,解决了防冻问题,且其工作温度比槽式系统高,因此双罐蓄热系统相对于塔式系统是比较好的选择。双罐蓄热系统中冷罐和热罐分别单独放置,技术风险低,是目前比较常用的大规模太阳能热发电蓄热方法。但是双罐系统存在需要较多的传热蓄热介质和高维护费用等缺点。

1996年Solar Two在Solar One的基础上于美国的加利福尼亚州建成,其发电功率为10MW,系统采用双罐直接蓄热系统。传热蓄热介质为二元熔盐,工作温度范围为 $290 \sim 565^{\circ}\text{C}$,总的蓄热能力达到 $105\text{MW} \cdot \text{h}$,在没有太阳辐射能的情况下可继续供汽轮机满负荷运行3h。太阳能转化为电能的平均效率为19%。蓄热罐为圆柱形罐体,冷罐由碳钢制成,直径为11.4m。热罐由不锈钢制成,直径也为11.4m,两个熔盐罐可存放150万吨熔盐。系统工作时,冷罐内的熔盐经熔盐泵被输送到高塔上的吸热器内接收来自太阳的辐射能,熔盐吸热升温后进入热罐,热罐熔盐流经蒸汽发生器,加热冷却水产生蒸汽,驱动传统汽轮机发电,换热降温后的熔盐流回冷罐,完成一个循环。由于熔盐同时作为传热介质和蓄热介质,中间没有热交换器,大大节省了投资费用。

Solar Tres是2008年西班牙在Solar one和Solar Two的技术基础上建立的第一个商业化的塔式太阳能热发电系统,其发电和蓄热原理与Solar Two相同。发电功率为15MW,熔盐罐的蓄热能力达到 $600\text{MW} \cdot \text{h}$,可连续供汽轮机满负荷运行15h。Andasol I是西班牙建的槽式太阳能热发电系统,采用双罐间接蓄热系统,换热流体只沿着冷罐和热罐之间流动。不经过太阳能镜场。系统传热介质为过热水蒸气,蓄热介质为二元熔盐,通过换热器进行热量交换。蓄热冷罐熔盐温度为 291°C ,热罐熔盐温度为 384°C ,系统蓄热能力达到 $1010\text{MW} \cdot \text{h}$,可连续供汽轮机满负荷发电7.5h。太阳能转化为电能的平均效率为14.7%。

(5) 单罐蓄热系统

单罐蓄热系统是指作为蓄热介质的冷流体和热流体都储存在一个单罐中,在蓄热或放热过程中,冷流体和热流体会相互接触,在接触区域形成一个温度斜温层,而当换热过程结束后,单罐中的流体温度

维持相同。系统蓄放热过程时冷流体在罐的底部被低温泵抽出，经过外部换热器加热后由罐的顶部进入罐内或者热流体在罐的顶部被高温泵抽出，经过外部换热器冷却后由罐的底部进入罐内。换热过程中在罐的中间会存在一个温度梯度很大的自然分层，使得斜温层以上流体保持高温，斜温层以下的流体保持低温，随着换热过程的进行，斜温层会上下移动，抽出的流体能够保持恒温。为了缩短斜温层的距离，防止冷热流体对流混合，增加蓄热量，一般会在罐内填充石英岩或石英砂等材料来增加斜温层的效应。单罐蓄热系统的好处是投资费用比双罐蓄热系统节省了约 35%，但注入和出料结构比较复杂，冷热流体的导热和对流作用使真正实现温度分层具有一定困难。同时，涉及到大温差斜温层的流动和换热特性规律，各种物性参数、结构参数与操作参数的匹配与优化是非常复杂的问题。

1982 年，美国能源部在加利福尼亚州建立的 Solar One 塔式太阳能热发电站采用单罐间接式蓄热系统，其中换热流体为高温蒸汽，温度范围为 $218 \sim 302^{\circ}\text{C}$ ，蓄热能力为 $182\text{MW} \cdot \text{h}$ 。罐内装有 6170t 砂石和 906m^3 的 Caloria 型导热油。由于导热油最高温度的限制，发电循环的效率只有 21%。为了满足热发电站运行温度越来越高的要求，必须提高蓄热系统的工作温度。

James E、Paeheo 等人对熔盐作为蓄热介质的单罐槽式太阳能热发电站进行了分析研究，对斜温层系统进行了理论模拟计算。其中单罐高为 16m，直径为 34.3m，蓄热能力为 $688\text{MW} \cdot \text{h}$ ，对 17 种矿物质材料作为填充材料进行了比较分析，并且建立了一个 2.3MWh 蓄热能力的实验装置，结果表明熔盐斜温层单罐蓄热系统是一个可行的蓄热方法。东莞理工学院提出了一种新型熔融盐高温斜温层混合蓄热系统 ($> 200^{\circ}\text{C}$)，与现有蓄热系统相比，提高了单位体积的蓄热容量，简化了熔融盐的注入和出料结构，研究了熔融盐、多孔介质孔隙结构以及工况参数对多孔介质中熔融盐传热与流动的影响规律，建立了熔融盐壳管式相变换热器的同心套管模型，分析了内管流体进口温度与相变材料的熔点等参数对液相率与熔化时间的影响。

(6) 蒸汽蓄热系统

在太阳能热发电系统中，太阳的辐射热量最终都是通过换热产生

高温高压的水蒸气用来发电,如果用水直接作为传热和蓄热介质,那么就成为一种直接蒸汽发电系统。以水作为吸热器与蓄热器的传热介质,具有热导率高、无毒、无腐蚀、易于运输和比热容大等优点。由于没有中间换热器和中间介质,系统结构简单。但直接蒸汽发电系统中水蒸气在高温时有高压问题,水蒸气的临界压力为 22.129MPa,临界温度为 374.15℃,当水的温度高于临界温度时,都是过热蒸汽,高温下水蒸气通常处于超临界状态,压力特别高,对热传输系统的耐压提出了非常高的要求,增加了设备投资与运行成本。为此,在系统中加入了蒸汽蓄热器,可以把多余的水蒸气变成体积热容较大的水来储存热量,同时还可以保持系统压力稳定在工作范围之内。

蒸汽蓄热器的工作原理是将多余的蒸汽通入到装有水的高压容器中,使水被加热后变成一定压力的饱和水;当重新需要蒸汽时,容器内的压力下降,饱和水变成蒸汽。而容器中的水既是蒸汽和水进行热交换的传热介质,又是储存热能的载体。

直接蒸汽发电系统是最有希望减少成本的方法之一,而蒸汽蓄热器通过多余的能量储存为热发电系统的稳定运行提供了保证,避免了太阳辐射能量的波动而引起的系统瞬时热应力的巨大变化。蒸汽蓄热系统不仅具有较少的反应时间、较高的放热速率,同时还可以作为相分离器、换热器或者与其他显热及潜热材料相结合来储存热量。

在我国由国家发展改革委员会、科技部、中国科学院和北京市政府共同资助的 863 重点项目“1MW 塔式太阳能热发电技术及系统示范”,也采用了塔式蒸汽方案,目前,该项目正在紧张进行中。

1981 年,美国等 9 个国家在西班牙的 Tabemas-k 试验基地建成了一座槽形抛物面太阳能发电装置,该项目称为小型太阳发电系统/分散式集热系统(SSPS/SC),采用矿物油作为传热和蓄热介质,验证了太阳能发电以及高温显热蓄热的可行性,为以后建设的太阳能热发电站蓄热系统运行提供了大量的宝贵数据。

SEGS-I 热发电站为槽式太阳能热发电站,采用 Caloria 矿物油作为传热和蓄热介质,该矿物油在常压、温度低于 315℃的条件下为液态。工作时,冷油罐内的合成油经泵输送到太阳能收集场中,经吸热器加热,温度从 175℃升高至 295℃,进入热油罐;放热时,则热油

罐内的高温油流过蒸汽发生器加热冷却水生成饱和蒸汽后温度降低后回到冷油罐。两个油罐的容量为 $850000\text{USgal}^\ominus$ ，可为 3h 透平全负荷提供足够的能量储存。

在以后 SEGS 热电站中，为满足更高电站运行温度的要求，使用了 TherminolVP1 合成油作为传热介质，此种油的使用温度可以达到 400°C 左右，不过却给蓄热带来了如下一系列问题：

1) TherminolVP1 合成油的价格非常高，采用 SEGS-I 热电站中的双油罐式蓄热非常不经济。

2) 合成油在高温时的蒸汽压力非常大，使用其作为蓄热介质需要特殊的压力阀等设备，同样存在很大的困难。

Solar One 蓄热系统具有以下三个特点：

1) 采用碎石和沙等价格低廉的填充材料来代替昂贵的合成油，使蓄热系统成本大大降低，这也为未来太阳能热发电站蓄热系统降低成本提供了一个非常有效的方法。

2) 采用斜温层罐蓄热，与采用冷、热两个罐的方案相比较，省却了一个罐的费用，使得蓄热成本大大降低。不过由于斜温层罐是根据冷、热流体温度不同则密度不同的原理，在罐中建立温跃层，而由于流体的导热和对流作用，使得真正实现温度分层具有一定困难。

3) Solar One 仍是采用换热流体作为蓄热材料，因此蓄热温度依旧很低。

为了满足热发电站运行温度越来越高的要求，必须提高蓄热系统的工作温度，而熔盐由于成本低、使用温度高以及在高温时蒸汽压力非常低等优点，成为良好的高温蓄热材料。

1981 年，欧共体在意大利西西里的 Adrano 附近建成了 Eurelios 塔式太阳能热发电站，该热发电站采用 Hitec 熔盐 ($7\%\text{NaNO}_3 + 53\%\text{KNO}_3 + 40\%\text{NaNO}_2$) 作为蓄热材料，不过由于蓄热、传热系统设计不完善，于 1984 年关闭。

1983 年，西班牙的 CESA-1 热发电站运行并发电，该热发电站同样采用 Hitec 作为蓄热介质，经过短期运行，为熔盐蓄热提供了大量

$^\ominus$ $1\text{USgal} = 3.7854/\text{dm}^3$ ，后同。

高质量的资料。Eurelios 和 CESA-1 都是采用双工质蓄热,虽然热发电站能达到预期的设计性能,但是采用双工质蓄热也存在一些问题:

1) 换热环节比较多,导致在充、放热的过程中,蓄热材料温度降低,因此导致整个系统的工作温度也随之降低。

2) 在充、放热的过程中,传热介质和蓄热材料没有直接的接触,两者之间通过换热器进行换热,因此导致换热效率比较低,特别是当蓄热介质为固体材料时,效果尤为明显。而采用单工质蓄热,即熔盐起着传热和蓄热的双重作用,则解决了以上问题。

1984 年,在美国新墨西哥州 Albuquerque 建立了 750kW 的熔盐发电试验装置(MESS),采用硝酸盐作为传热和蓄热介质,并使用两个蓄热罐,该试验电站的运行验证了单工质熔盐蓄热系统的技术可行性和灵活性。

1996 年,在吸收以往熔盐实验的基础上,Solar Two 太阳能试验电站在美国加利福尼亚的 Mojave 建成。作为传热和蓄热介质,此熔盐在 220℃ 时开始熔化、在 600℃ 以下热性能稳定。蓄热系统由一个直径为 11.6m、高为 7.8m 的冷盐罐和一个直径为 11.6m、高为 8.4m 的热盐罐组成,两个盐罐可存放熔盐 150 万吨,蓄热能力为 105MW·h,可供汽轮机满负荷运行 3h。系统工作时,冷盐罐内的熔盐经熔盐泵被输送到高塔上的吸热器内,吸热升温后进入热盐罐;同时,高温熔盐从热盐罐流经蒸汽发生器,加热冷却水产生蒸汽,驱动汽轮机运行,而熔盐温度降低后则流回冷盐罐。

Solar Two 塔式试验电站蓄热系统从 1996 年一直运行到 1999 年结束,一直未出现大的操作问题,为目前最成熟的熔盐蓄热系统。

(7) 其他方法

德国 DLR 正在研制一种单罐蓄热新方法,其原理为利用可活动的机械壁面把一个罐分为两部分,分别储存高温熔盐和低温熔盐。在蓄热过程中,经过换热器或者吸热器升温后的熔盐进入单罐的高温部分,使得高温熔盐体积增加,推动分隔壁面移动使低温熔盐流出蓄热罐,使得低温熔盐的体积减少,但整个蓄热单罐的熔盐体积保持不变,放热过程与蓄热过程原理相同。此方法的好处是减少了一个单罐的投资费用,由于单罐间采用了分隔界面使得冷热熔盐的热损失比斜

温层单罐蓄热要少，同时其结构和控制过程都比斜温层单罐蓄热简单，但其实际应用可行性需要得到更深入的研究。DLR 还应用流化床的概念研制了一种蓄热方法，其原理为来自塔式吸热器的高温空气与流动沙子进行充分的换热，高温空气中的大部分热量可以传递给沙子，升温后的沙子可以储存在热罐中，需要的时候与水进行换热产生高温水蒸气用来发电，降温后的沙子回到冷罐完成一个循环。

(8) 熔融盐蓄热技术的进展及存在的问题

不管是槽式太阳能热发电还是塔式热发电，熔融盐传热蓄热技术都是一种先进的传热蓄热技术，它对于提高系统发电效率，提高系统发电稳定性和可靠性具有重要意义。而且熔融盐传热蓄热技术已在太阳能 2 号和意大利 ENEA 工程中得到成功应用。因此熔融盐传热蓄热技术是一种很有前途的太阳能高温热发电技术。

熔盐传热蓄热系统一般由熔融盐吸热器、冷盐罐、热盐罐、预热器、蒸汽发生器、蒸汽过热器等组成。在熔盐传热蓄热系统中由四个换热器组成，这四个换热器性能的好坏，是否匹配，直接关系到整个系统性能的高低。因此进行熔盐对流传热研究，掌握熔盐的传热规律，对于熔盐传热蓄热系统的设计和优化，具有非常重要的现实意义。

尽管国外已有熔盐传热蓄热的试验系统或试验电站，但国外对熔盐传热规律的研究还是非常缺乏。熔融盐温度高、熔点高、腐蚀性大，由此带来燃烧、爆炸、冻堵等一系列安全问题，因此截止目前在世界上还没有一所高校建立熔融盐试验系统。进行此项研究的一般是像美国国家太阳能实验室、意大利新技术能源与环境国家研究局等国家级科研机构，但他们的研究也主要集中在熔融盐系统可靠稳定运行上，例如如何防止冻堵、如何捧盐、如何电加热、熔盐泵的研究、熔盐系统热效率的研究、熔盐热物性等，还未见有对高温混合熔盐传热规律进行系统深入研究的报道。目前只在 Sadia 国家实验室发布的一份《太阳能 2 号电站的最后测试报告》中对熔盐预热器、熔盐蒸汽发生器和熔盐过热器的总换热系数进行了报道。

4.3.2 主要设备的选择

根据 SEGS 和 SKAL-ET 的运行经验，以及西班牙 Andasol1-3 太阳

能热发电项目的成功和经验教训。总结太阳能热发电主要设备的选型及技术要求如下：

1) 热发电站主要设备包括：太阳能集热场、换热流体系统、换热流体-水热交换系统、动力区、辅助设施以及仪表和控制等；

2) 太阳能集热场部分主要设备包括：反射镜，集热元件，太阳集热场控制系统。其中：反射镜：4~5mm 厚度，反射率大于 92%，强度、刚性和耐老化符合 20 年使用要求，用量： $11\text{kg}/\text{m}^2$ ，以 50 万 m^2 的太阳能集热面积计算需要反射镜 5000 多吨；

3) 集热元件：以 50 万 m^2 的太阳能集热面积计算需要集热元件（单根 4m 长）22500 多支；

4) 换热流体是一种特别的合成油，它将集热元件中收集的热量，通过管道系统输送给热交换器。循环泵、回收容器和膨胀容器是该系统的工作部件；

5) 热交换系统连接着太阳集热场的传热回路和动力区的蒸汽回路，由预热器、蒸汽发生器和过热器三部分组成；

6) 动力区像常规热发电站一样，包括汽轮机、发电机、给水与加热设备、水泵、空气冷凝器、空气压缩机、及冷凝系统构成；

7) 仪表和控制以及需要的所有电气设备。集散控制系统、监控控制器和局部控制器向中央控制室提供热发电站运行所需的信息；

8) 辅助设施包括：车间、备件储存和完成配置的消防设备。

1. 流体传热系统

太阳能热发电循环基本上包括了两个独立又相互连接的回路：太阳集热场的换热流体传热回路和动力区水蒸气循环回路。换热流体回路将收集的太阳热能从太阳集热场经过两个平行的换热器传递到动力区的水蒸气循环回路，驱动汽轮发电机。按照 100% 太阳能模式运作，该项目的总规模可达到 50~85MW，效率接近 38%。

换热流体回路由可调速泵驱动，泵的数量取决于热发电站的容量。在运行中，换热流体温度在太阳集热场出口为 393℃（热的），离开动力区换热器为 296℃（冷的），离开热储能装置（如果有该系统）的换热流体大约为 292℃。

换热流体回路将热能通过换热器传给水蒸气系统。换热器数量取

决于热发电站容量。每列换热器包括：预热器、蒸汽发生器、过热器和再热器。正常运行情况下，热换热流体被两列换热器分流，每一列换热器的流量都可以由电动机驱动的控制阀门来调节或完全关闭。

总的来说，将动力区的冷换热流体传给太阳集热场的集热回路，然后收集太阳能集热场热能，并将收集到的热量输入给蒸汽动力循环系统。由于换热流体和硝酸盐（如果存在热储存单元）的特性，需要几个辅助系统维持换热流体回路和热储存系统（可选的）能正常工作。低沸点和高沸点物质在换热流体系统中被蒸馏，回收系统和损耗容器脱除淤泥。为防止换热流体回路内的换热流体低温凝结，太阳能集热场的循环泵和（或）防凝结保护泵在深夜或寒冷天气时驱动换热流体循环流动。如有必要，用燃气加热装置对换热流体管路系统实施加热。此外，除膨胀容器外，部分管道和所有换热流体容器都需配备电子跟踪器和浸泡式加热器。

为防止换热流体氧化或燃烧，用 N_2 来填充换热流体容器。当太阳集热场开始跟踪太阳时，换热流体开始升温，换热流体膨胀，容纳在一个膨胀容器中，如果该容器中的换热流体液面高度达到其设计值，额外增加的量将溢出到两个溢流容器。如果停止供给换热流体热量，换热流体容积将减少，膨胀容器内液面将下降。两个溢流返回泵的其中之一，从溢流容器输送换热流体返回膨胀容器，以维持膨胀容器内有足够的换热流体。

换热流体是一个（低熔）共晶混合物，包括约 73.5% 的二苯醚和 26.5% 的联苯，在 393°C 时，密度约为 $700\text{kg}/\text{m}^3$ ，比热约 $2.6\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$ 。在 12°C 凝结，易燃且有毒，因此，在热电站设计和运行时需要采取特别的措施，以防凝结、防火和防污染。特殊情况下，热电站的换热流体在工作温度接触到空气时可燃烧，温度超过 100°C 时（大约），可以观察到氧化分解。为防止这些情况发生，需安装 N_2 系统为换热流体系统的容器内部形成 N_2 覆盖层，隔绝空气。

太阳集热场分为 2、4 或 8 个子区域，取决于配置的不同，由 624 个太阳能集热器组合组成 156 个回路。每个子区域在其出口处都设有一个电机控制的调节阀，用来校正不同子区域的流量平衡（如果有一个或多个回路不工作时，会造成子区域间的流量、压力不均衡）。

太阳能集热场的每个分区入口处设有温度、压力和流量计，出口只有温度和压力计。

为补偿和平衡太阳能集热场的不同回路的换热流体母管压力降差异，调节阀安装在每个从冷母管到太阳能集热器组合回路的入口连接处。这些阀门，在热发电站启动时，可以保持所有太阳能集热器组合回路近似相同流量，以标称流量进行调节。在每个太阳能集热器组合回路，可关闭出口或入口处适当的阀门来停止运行，因此，需要安装泄压阀，以避免升温时超压。由于其易燃性和毒性，必要时，换热流体必须释放到一个封闭的空间内，因此，卸压到热隔离阀附近的一个封闭管道中，再进入热的换热流体母管。

对于中小型太阳集热场，安装三个备用换热流体主循环泵。太阳集热场运行时，两个泵同时工作，使换热流体在太阳集热场内循环，到达动力区。第三个泵是备用泵。对于大的太阳集热场，分别需要4~6个换热流体主泵，总有一个是备用泵。所有泵由变频器(VFD)驱动，并连接到热发电站的辅助电源开关。

换热流体主泵装备特殊的机械密封，密封系统使用换热流体作为密封介质。密封元件安装在三个独立的台架上，靠近各自主控泵，为主控泵服务。

密封系统包括：一个换热流体储存池(附带加热器)、30 μm 过滤器，两个100%的泵和一个水冷器。换热流体从储存池开始，流经主泵机械密封，在热交换器中被冷却，然后换热流体回到储存罐。密封系统还包括一个仪器系统：温度表、压力表、压力开关、电磁阀、减压阀(降低储存罐的压力)和自带电气控制柜等，允许远程操作和现场手动控制。

换热流体主泵每周运行7天，一年运行50周。日运行时间2~20h不等。一天内主控泵负荷变化较大，这个取决于当天的太阳能辐射和运行模式。换热流体泵运行，一年中满负荷只有600h，大多数时间运行在设计流量的40%~50%。在寒冷天气、太阳能集热场不运行时，两个防凝泵驱动换热流体流经换热流体加热器，防止换热流体出现凝结。防凝泵比换热流体主泵体积小得多，2 $\times$ 100%大小设计，一台工作，一台备用。

热储能模式运行时,夜间,为了使热的换热流体能够流动,同时太阳能集热场的低温换热流体也流动(以减少系统热量损失),必须附加安装一台太阳能集热场的换热流体循环泵。小部分换热流体从主管道流到换热流体过滤器,变为低压换热流体,返回到主管道。换热流体过滤器定期排污,不运行时覆盖 N_2 毯。正如前面提到的,两排热交换器把太阳热能,经由热换热流体传输到动力水/蒸汽循环系统,每列换热器设计为最大流量的 50%。对于较大的集热场,需要四列换热器。每列换热流体流分别经过:过热器、蒸汽发生器、预热器和再热器。冷的换热流体流离再热器和预热器再次汇集到一起,来自每条管道的换热流体流最后汇流到膨胀容器。

关于膨胀和溢流,热的换热流体膨胀后到达膨胀容器(一个 N_2 覆盖的压力罐)。随着换热流体温度上升,换热流体在膨胀容器内达到其设计液面,溢流到两个溢流容器中。随着换热流体温度下降,部分换热流体由换热流体返回泵,从溢流容器送回膨胀容器。膨胀容器抬高布置,以便向换热流体主泵提供正吸力压头。6m 高钢架结构作为支撑,支撑架可以与换热流体泵、管道的支撑台成为一体。将溢流容器放置在紧靠膨胀器的下方,下面设置一水泥制的储油槽,当换热流体油罐满了时,储油槽可以容纳全部换热流体。水泥除油槽壁面应涂阻油剂,避免壁面吸收换热流体,还应配有清空池内换热流体用的泵。膨胀容器内的内构件,用于补充换热流体的分配,也用于将换热流体分解出气体污染物或低沸点换热流体降解物,比如 H_2 等物质去除。

N_2 系统为换热流体容器、三个主泵密封和一些发电区设备提供保护气体。 N_2 系统包括 N_2 池、蒸发器、液位/压力调节控制阀、压力仪表和内部连接管路。为限制换热流体循环流动中低沸点分解物浓度的聚积,将混合 N_2 、降解气和换热流体蒸汽不断或定期从膨胀器排出。 N_2 注入,可以维持换热流体循环系统内足够的系统压力。

在换热流体损耗容器中始终保持有一定数量的换热流体。混合气体从膨胀器进入容纳一定量换热流体的损耗容器。换热流体蒸汽在混合物中大量凝结,重新回到换热流体循环系统。如果需要,第一级损耗器中的换热流体经空气冷却器冷却,再循环。从第一级损耗容器出

来后,残余混合气体经过空气冷凝器,降温后进入第二级损耗容器。经过冷却,混合物内部的碳氢化合物最大限度地凝结,被收集到损耗排泄容器,最终的残余气体被排放。收集的废液体和排放气体的量取决于最终的运行温度,以及上一天系统的运行温度和夜间的运行温度。

为了限制换热流体中高沸点降解产物的浓度,高沸点物在回收系统中可以去除。因此,小量的高温换热流体(约 100kg/h)经高温(加压)管道,从太阳能集热场流入到回收系统中。高温换热流体在常压回收闪蒸容器内立即蒸发,产生的换热流体蒸汽进入第一损耗容器内,凝结后,再进入换热流体循环。剩余的未蒸发的高沸点物遗留在闪蒸器内,被单独的排泄容器,依靠重力收集。换热流体加热器用来加热换热流体,以防止在较长的多云天气没有可用的太阳辐射时换热流体出现凝结。加热器控制系统控制空气和燃料比,以维持所需的换热流体出口温度(由操作人员设定)。换热流体加热器与防凝泵其中之一配合,保证热换热流体通过太阳集热场。当太阳能集热场中的换热流体温度低于某一限定值(约为 50℃)时,其中的一个防凝泵开启;当膨胀容器内温度达到较低的温度下限时,换热流体加热器开始工作。换热流体加热器和防凝泵一直运行到使换热流体系统脱离防凝结模式为止。

换热流体管路采用碳素钢,壁厚应能满足直径、温度和压力变化的要求。其所有的阀门包括:阀体和钢帽、不锈钢筋和密封管,符合 Latty Lattygraf E-1 的包装,遵照阀门规范。排放口在换热流体泵、容器等的高位点,电磁阀控制阀门,所有排放口都连接换热流体膨胀容器。泵和容器区的管低位点由闸阀控制排泄。热发电站的运行和控制通过集散控制系统来实现。换热流体控制系统与集散控制系统连接通信。该换热流体控制系统包括的所有自动控制单元和所有相关的辅助部件,决定系统的正常运行序列。监测和记录的主要运行参数和作为集散控制系统初始的接口。换热流体控制系统与下一级控制单元通信,包括所有电气系统的设备和变频器。它接收来自所有仪器和设备的模-数 I/O 信号,这些仪器和设备不直接受专门的局部控制器控制。换热流体控制系统包括主控室中的工作站。

每天,可能应用的多种运行模式有:常规升温、太阳集热场向动力区传热、关机、凝结保护、由换热流体加热器向动力区系统传热以及其他模式。通常在早上,常规升温模式使换热流体的流速和温度上升,至其稳定的运行状况,通过设置所需阀门,启动两个换热流体主泵,保持太阳能集热场的最低流量,太阳集热器开始跟踪太阳。以一个适当的温度上升速率($^{\circ}\text{C}/\text{min}$)为基准,实际升温率可能会高一些。正常运行条件下,太阳集热场入口处温度 296°C ,出口处 393°C ,升温过程通常需要 30min 或更短一些。升温起始阶段,换热流体经过热交换器的旁路管道流动,直到其出口温度达到换热器内残留蒸汽的温度,而后,换热流体进入热交换器,旁路管道关闭。太阳能集热场出口的换热流体温度不断上升,蒸汽压力增大,直至满足汽轮机入口的最低运转条件,汽轮机运转并达到一定转速。根据设计规范要求,汽轮机发电、并网和带负荷,直至其输出功率与全部稳态的太阳能集热场的热输出相匹配。升温程序结束后,开始进入由太阳能集热场向动力区传热的工作模式,换热流体进入动力区热交换器。

太阳直接辐射充足时,太阳能集热场的出口换热流体温度持续上升至设计点(约为 393°C)。保持此温度水平,热发电站将高效率发电。如果太阳能集热场的热输出继续升高,超过两列换热流体-水/蒸汽热交换器的容量时,或汽轮机超过其额定功率时,多余的热能将提供给热储能装置的储能罐(如果有热能存储系统)。太阳能集热场的换热流体流入动力发电单元,保证系统额定发电功率的情况下,保持一定流量进入动力区热交换器。

对于传热模式——仅传热给热储能装置,全部太阳能集热场的换热流体全部流到热储能装置。这种情况只发生在太阳能集热场收集的热能产出非常少的情况。

可选模式——由太阳能集热场和热储能装置向动力区系统传热,热能同时从太阳能集热场和热储能装置(可选的)向动力区系统传递。该模式的实施与否,由操作员根据天气条件、汽轮机所需要的最小热输入,业主运作要求来实施。

如果运行策略要求:热发电站在略高于可用的太阳直接辐射所允许的热发电站发电功率,两个储能罐中的熔融盐储存足够热能的情况

下运行,除去太阳热能以外,有充足的能量可用。该模式下,蒸汽循环的容量越高(达到100%额定输出),汽轮机效率则越高。可选的工作模式——由热储能装置向动力区系统传热,热传递仅从热储能装置到动力区,换热流体流量不变。如上述模式,该种模式由操作员根据天气条件、汽轮机所需要的最小热输入和业主运行要求来实施。如果热储能不能满足运行策略对汽轮机最低热输入的要求,建议关机。作为替代模式,热传递从换热流体加热器到动力系统,需要关机,因为,同时运行换热流体主泵和换热流体加热器是不可行的。

在警报和某些天气条件下,无足够太阳直接辐射以及热储能装置终止放热,操作员关闭发电系统,停止换热流体主泵,正常地停止换热流体循环,太阳能集热器阵列必须处于收藏位置,热储能装置应处于待机状态或是长期停止模式。为避免关机后换热流体凝结,当外界环境温度低与预期值时,为保证任意点换热流体循环温度不低于某一极限值,换热流体必须始终处于流动状态。只要温度够高,太阳能集热场内循环流动,即可满足。

在凝结保护模式中,运转的太阳能集热场循环泵必须停止,通过防凝结保护泵启动来使得换热流体流动。附加的循环系统中大量的换热流体和足够大的换热流体热容量允许运行数小时,不需要加热换热流体。当循环温度到达下限,换热流体加热器开启,升高换热流体温度直到达到上限。

可选工作模式——由换热流体加热器向热储能装置传热,在无法从太阳能集热场得到热能的情况下,向热储能装置补充热能,即“充热”。开始于凝结保护模式,设定加热器的出口温度 393°C 为设定值,适当设定阀门,使得高温换热流体向TES热交换器“放”热。

工作模式——由换热流体加热器向动力区传热的模式,可以防止夏季夜间时间短,汽轮机停机。因为使用防凝泵代替换热流体主泵,必须是先前的工作模式结束后,先关机再启动凝结保护模式。通过加热,启动凝结保护模式, 393°C 再次被设定为加热器出口温度的温度值。热交换器入口处温度达到合适的温度,动力区热交换器立即启动。否则,如果太阳能集热场(太阳能集热器阵列的跟踪)运行中断1s以上,防凝结泵将会自动启动,以避免由于集热元件内缺少换热

流体流动,造成集热元件过热。防凝泵的电机由蓄电池或备用柴油发电机供电。

夜间没有太阳,操作人员应将太阳能集热场中所有的太阳能集热器组合调整到收藏位置。如果动力区仍然从热储能装置或换热流体加热器获得热能,或如果热储能装置从换热流体加热器获取热能,或者高温换热流体仍然在太阳能集热场循环,这样都会产生巨大的热能损失。为了防止换热流体凝结,以及以尽量减少太阳能集热场的热损失,操作员启动太阳能集热场的内部换热流体循环流动。

换热流体部分循环流动,可避免太阳能集热场内的绝热保温和非绝热保温管道不同的温降值和因此带来的材料应力问题。

换热流体自动控制系统接收从换热流体仪器、仪表、阀门、设备、电力信号等的换热流体系统模拟/数字信号。

系统安全控制警报

一旦下列报警事件中有任意一个发生,集散控制系统发出指令给现场监控系统或其他分布式自动控制单元(如换热流体控制系统或热存储控制系统),执行正确的动作。一条报警信息将会发送到集散控制系统监控器,给操作员提供信息。

报警事件以及报警的条件如下:

1) 通信故障:如果集散控制系统和其中的一个子系统之间发生通信故障,将显示警告,但不自动动作执行。

2) 跟踪许可:如果换热流体主泵在运行中和有换热流体流在特定集热区区块内流动,集散控制系统给现场监控系统发送信息,包括该区域的跟踪许可。如果不是如此,集热场不能跟踪太阳,现场监控系统操作人员不允许发布任何跟踪命令。

3) 太阳能集热场出口温度过高:如果太阳能集热场出口温度达到 400°C ,集散控制系统发出命令给每一部分的现场监控系统。现场监控系统发出命令给相应的集热器去执行动作(在太阳角 -10° 位置)。

4) 太阳能集热场入口温度过高:如果太阳能集热场入口温度达到 330°C ,集散控制系统发出命令给现场监控系统(全部集热场),现场监控系统发送指令给太阳能集热场执行(在太阳角 -10° 时)。一旦

太阳能集热场出口温度开始下降, 换热流体控制系统减缓泵速到下限点。最后关机与否, 取决于操作人员。

5) 换热流体低流量: 如果在系统正常运行的某一时刻换热流体流量低于设计流量的 30%, 集散控制系统发出指令给现场监控系统, 现场监控系统发送指令相应的太阳能集热器跟踪太阳运动, 但是不聚焦于集热元件。

6) 暴风雨天气: 如果风速超过设计风速, 集散控制系统发出指令给现场监控系统, 全部太阳能集热器处于收藏位置。命令被操作员输入密码覆盖。

7) 汽轮机跳闸: 如果汽轮机控制启动自动停车, 蒸汽停止供给汽轮机, 换热流体控制单元开启旁通阀, 并发送一个相应的指令给现场监控系统, 然后整个太阳能集热场执行指令。一旦太阳能集热场出口温度开始下降, 说明太阳能集热场不聚焦, 换热流体控制系统开始通过换热流体主控泵减速至最低设定点, 从而减少泵的流量。操作员控制最后泵的关闭。

8) 换热流体主泵故障: 如果确定出现了下列任意一个报警事件(超过警戒线): 轴承温度过高, 绕组温度过高, 换热流体流量低, 泵的振动强烈, 冷却水流量低, 密封压力低, 低密封流或密封温度过高, 控制系统立即关闭相应的泵。如没有温度过高、流量过低等情况出现, 没有指令发送给现场监控系统。

9) 太阳能集热场入口压力过高: 如果太阳能集热场入口处压力达到 37bar, 集散控制系统发出警告。操作员必须采取措施, 降低泵速, 检查系统的封堵情况(阀的关闭情况等)。

10) 火灾: 如果厂区发生火灾, 操作员应将太阳能集热阵列的正面朝向太阳, 关闭换热流体主泵, 关闭火区周围的阀门, 尽量隔离火区。

11) 冷的热能储存泵故障(可选的): 如果低温盐终止流动, 来自太阳能集热场多余的热能不能被储存。操作员使一些太阳能集热器阵列撤离离开焦点, 减少太阳能的输入。

12) 热的热能储存泵故障(可选的): 热能储存系统不能向汽轮机提供热能。如果没有足够的太阳辐射能, 操作员关闭热发电站。

13) 通往换热流体——盐换热器的管道漏油：如果换热流体进入储存系统，因为温度和压力条件，它会蒸发。经压缩和冷却后，换热流体重新变为液体，被分离 N_2 系统中。

14) 膨胀容器内压力过高或过低：换热流体控制系统监控膨胀器内的压力，确保压力处于正常范围：0.3 ~ 11bar。高于 10bar 时，启动损耗程序；压力低于 0.3bar 时，操作员开启阀门引 N_2 进入膨胀容器。

15) 换热流体加热器故障：换热流体加热器有自带的控制系统，可以发送内部警报给换热流体控制单元。控制系统将加热器的所有警报发给操作员，操作员采取相应的措施。如果需要，操作员可以通过集散控制系统发出紧急关机指令。

2. 热交换系统技术说明和参数配置

这部分包括太阳能蒸汽发生器、预热器、过热器等，如太阳能给水预热器(SPH)、太阳能蒸汽发生器(SSG)、太阳能过热器(SSH)。

太阳能再热器(SRH)、每个换热器的蒸汽侧减压阀(如果必要)、液位计，指示计等适用于太阳能蒸汽发生器，包括其他支持的部件。设备供货商应完成所有的热力学计算，包括：传热、热疲劳、管道振动和材料应力分析等。所采用的材料必须符合其工作条件和性能要求。在选材时，尤其应该注意不同场合的工作介质和其他材料(比如,在给水和蒸汽管路中无铁-铜连接)。

太阳能再热器、过热器和预热器应该是管束可拆卸的 U 形水平管壳式换热器，有两种可选的方案：①换热流体在管侧，蒸汽在壳侧；②蒸汽在管侧，换热流体在壳侧。

对于太阳蒸汽发生器也有两个方案可选：①水平表面蒸汽发生器，换热流体在管侧；②立式表面形，换热流体在壳侧，水在管侧。设备和材料都应该符合国家、省、地区的法律标准和规定，还有这里专为太阳能蒸汽热发电机所列出的设计、建造和测试标准。太阳能蒸汽发生系统包括所有附属部件和配件，其设计、制造、验收、测试和保管都应按照给出的要求和所要求的标准和制度执行。所有没有特别之处的部件，需要按照目前被认可的工业标准进行设计、制造、验收和测试，如果供应商的标准更为严格，那么采用供应商的标准。蒸汽

发生系统在标称运行状态的主要参数是估计值。见表 4-19。

表 4-19 蒸汽发生系统主要参数估计值(标称运行状态)

太阳能给水预热器	估计值	太阳能过热器	估计值
给水温度(进口)	240℃	蒸汽温度(进口)	314℃
给水温度(出口)	312℃	蒸汽温度(出口)	383℃
换热流体温度(进口)	325℃	换热流体温度(进口)	393℃
换热流体温度(出口)	301℃	换热流体温度(出口)	380℃
太阳能蒸汽发生器		太阳能再热器	
蒸汽压力(饱和)	103bar	蒸汽温度(进口)	207℃
换热流体温度(进口)	380℃	蒸汽温度(出口)	383℃
换热流体温度(出口)	325℃	换热流体温度(进口)	393℃
		换热流体温度(出口)	224℃

太阳能蒸汽发生系统产生的过热蒸汽为 380℃/100bar，再热蒸汽为 380℃/80bar。给水在太阳能蒸汽发生器中的水位，由给水泵按照水位和压力要求进行调节。在太阳能蒸汽发生器中产生的饱和蒸汽在太阳能过热器中加热为过热蒸汽，两个过热蒸汽在出口合并，输入到蒸汽母管。高压蒸汽膨胀后，经低温再热管路进入太阳能再热器，经热的高温再热管路进入汽轮机低压缸。

换热流体的流动情况随太阳直接辐射而改变，但是换热流体在太阳能蒸汽发生器的入口其温度被控制在一个恒定值。由太阳能蒸汽发生器产生的蒸汽量随着直接辐射量而改变，100% 负荷运行是标称的条件。

太阳能蒸汽发生系统每日开启和关闭。根据周围环境条件，它要根据公共电网要求来运行。早晨进行冷启动，根据周围条件，太阳集热场的换热流体温度在 40 ~ 120℃ 之间变化。当集热器开始跟踪太阳，换热流体流经换热器旁路，目的是为了系统保温。当太阳集热场的出口温度达到换热流体在换热器内循环的换热流体温度时，旁路将被关闭，换热流体开始在换热器内流动。在晴朗的夏季早晨，冷启动加热阶段在短短 10min 就能完成。换热流体的流量在整个预热过程中

一直保持恒定，直到温度达到设计所要求的太阳集热场出口温度。一旦换热流体开始在换热器内部循环，蒸汽的压力开始随着换热流体温度的不断上升而加大。在晴朗的夏季早晨，换热流体的温度在 20min 内，即会达到设计的运行温度点。一旦蒸汽压力足够高，少量的蒸汽将用来预热汽轮机和蒸汽管路。汽轮机的汽阀在蒸汽压力和温度达到蒸汽轮机最低的要求时就会打开。然而，出于设计目的，从最初的换热流体流经换热器的时刻算起，最少 20min 内，不应该有蒸汽流流过预热器、过热器和再热器。对于热启动，有些时候太阳集热场可能仅用一套换热器来启动。在一天当中，当热输出升高到需要第二套换热器时，第二套换热器才投用。为避免热冲击，在开启换热流体阀前，达到换热流体循环运行温度和产生蒸汽之前，来自换热器的蒸汽将用来给待用的换热器加压和预热。

每天的工作循环结束后，关闭太阳集热场，换热流体继续在换热器内部循环流动，产生蒸汽，但是压力逐渐降低。当蒸汽压力和温度降到最低的蒸汽轮机的要求极限，蒸汽轮机的阀门关闭。这个时候，换热器的旁路就会打开，换热流体停止在换热器内部循环，换热器被封闭起来，在一整夜或者直到下一次开启前一直保持尽可能高的压力和温度。

热交换系统运行和维护循环说明如下：

- 1) 前面提到的蒸汽发生器一个星期运行 7 天，一年运行 50 个星期。每天的运行时间在 2 ~ 20h 不等；
- 2) 热发电站在夜间将关闭；
- 3) 小的维护任务在夜间停机时进行；
- 4) 年预防性维护时间应该在一个合适的时间(例如一月)安排连续的 12 天。

下面是蒸汽的流通过程：

- 1) 从高压给水加热器到太阳能预热器；
- 2) 从太阳能预热器到太阳能蒸汽发生器；
- 3) 从太阳能蒸汽发生器到太阳能过热器；
- 4) 从太阳能过热器到高压蒸汽轮机入口(新蒸汽)；
- 5) 从高压汽轮机出口低温再热到太阳能再热器；

6) 从太阳能再热器到低压汽轮机入口(再热蒸汽)。

换热流体的流通路径:

- 1) 从太阳集热场到太阳能过热器和太阳能再热器(并列地);
- 2) 从太阳过热器到太阳蒸汽发生器;
- 3) 从太阳能再热器到太阳集热场;
- 4) 太阳能蒸汽发生器到太阳能预热器再到太阳集热场。

在正常运行情况下,到太阳能蒸汽发生器的给水温度与运行压力下的饱和温度非常接近。在热电站非满负荷情况下,太阳能蒸汽发生系统给汽轮机提供的 380℃ 的新蒸汽。为达到设计的目的,表 4-20 给出了正常运行情况下的给水水质要求。

表 4-20 给水水质要求

O ₂	mg/l	0.005
Fe	mg/l	0.020
Cu	mg/l	0.003
Si	mg/l	0.020
硬度	Mmol/l	0.001
CO ₂ (固定)	mg/l	0.5
油	mg/l	0.05
有机物(通过 K ₂ MnO ₄)	mg/l	0.05
pH 值(25℃)		>9
电导率(25℃)	μS/cm	0.1

在起动、关停和非正常运行时,这个要求的与所列出的值有所不同。蒸汽发生器排污期望值为 1%,期望的最大补水为 2%,补充水应当去除矿物质,符合补水的纯度和分析化验结果。过热蒸汽的蒸汽流中固体物携带浓度不超过 0.5ppm。换热器的外表面绝热保温,温度不超过 50℃,在风速为 15km/h,环境温度低于 35℃时。

每一个换热器应当连接如下:

壳侧:排放口、减压阀(如果蒸汽是壳侧);

管侧:排放口、蒸汽发生器、液位计、开关和排污口相连接。

根据经验,建议应能够便于清洗(如入孔),处理换热流体侧可能发生的换热器污垢;维护时,允许拆走管束;使用 U 形管管束换

热器，以免出现直列型的管式换热器膨胀节的运行问题。

4.3.3 技术方案的优化

槽式热发电技术是当前最成熟、最高效的太阳能热发电技术。到目前为止，已有的技术发展、改进和系统优化的几个方面，如提高设备的可靠性、发电效率，降低发电成本，减少直接产生的蒸汽等。因此，除通过估算和比较同一技术类型、不同容量方案的发电成本来选择合适的技术方案外，进行再优化的空间较小。一般来讲，可采用的系统优化办法如下：

- 1) 把场址变更到一个具有更高太阳直射辐射值的地区，能够提高热发电站的整体效率并增加每年的发电量；
- 2) 如果有足够地表水可用，或者没有环境保护方面的限制，采用传统的水冷方式可以明显的提高发电效率；
- 3) 选用高质量的部件和设备能够明显提高热发电站的可靠性和发电效率。

4.4 发电量计算与发电成本估算

4.4.1 发电量计算模型

1. 概述

由于太阳能热发电过程需要考虑正常的准稳态的天气条件，每天的启动和停机，或者运行时的天气变化等，在此着重介绍 PC-Trough 模型。该计算模型已经经过 SEGS 热发电站的实测数据验证。

PC-Trough 是一个用来模拟计算整个太阳能热发电站的性能与参数的计算机程序。可以用于某配置的太阳能热发电站的日、月和年发电量计算，对已建热发电站发电量的重新评估，并对电站改进潜力评估等。

PC-Trough 模型是基于 SOLERGY 和 LUZ 这两个针对 SEGS 类型太阳能热发电站开发的，该模型已扩展到包括燃气轮机循环、热能储存和空冷等配置和功能。

2. 模型描述

PC-Trough 模型包括三个模块，即设定热发电站的配置、进行模拟计算和汇总结果并形成报告。性能计算的全部流程如图 4-31 所示。

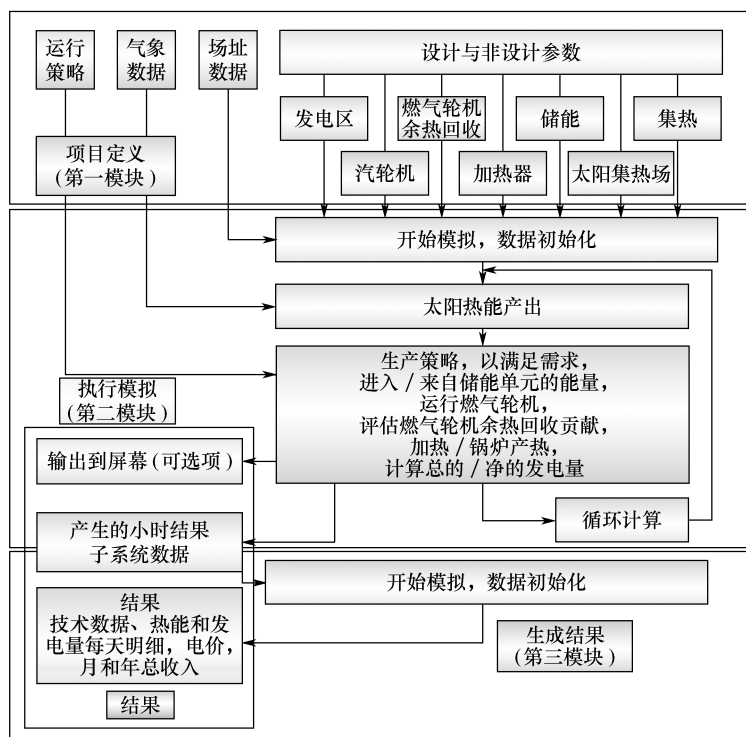


图 4-31 PC-Trough 流程图

项目设定包括各个子系统的配置，气象数据和需求概况。所有子系统的定义都储存在不同文件里，便于快速地检查各项选择。

项目的设定完成后，第二个模块开始运行，进入模拟阶段。开始模拟时，所有必需的数据载入并被初始化。接着，开始实际计算，使用变量的时间步长最大为 60min。

当模拟完成后，在不同的输出文件里，汇总出不同的计算结果，以便生成最终报告。

标准的性能计算结果输出包括：天、月和电费支付周期的明细，辐射数据。热能产出包括：太阳能和化石燃料，发电量（总电量、自用电量、净电量、从电网馈电量）和收益等。

3. 太阳能产出计算

首先,需要读取气象数据,根据厂址的经度、纬度,还有年、月、日来计算的太阳角。同时需要考虑下列因素来计算太阳集热场的能量输出,这些因素包括:太阳辐射、外界温度、太阳集热场条件、其他集热器排列造成的阴影、余弦损失、集热器端头损失、波纹管遮挡损失、反射损失、尘粒和排列损失、玻璃管透明度损失、集热元件选择性涂层的吸收损失、倾角影响对上述因素的损失(热损失包括:热导、对流和辐射损失)。

其次,需要模拟太阳集热场,得出了太阳集热场的出口温度和换热流体的流量,利用它们来计算太阳热产出。

太阳集热场在太阳辐射达到一个最低的特定值时,即可进入启动模式。启动阶段是一个特别的模式,模型计算的部件温度是很重要的,启动条件的规定根据运行策略,有所不同。太阳集热场本身包括三个独立不同的回路,分别在动力区、太阳集热场和总管路。平衡大型集热场内的太阳辐射水平不均衡是非常必要的,同一个太阳集热场,不同回路的入口和出口温度不同,特别是对于瞬息万变的天气情况。夜间,监控太阳集热场的冷却过程。如果必要,将模拟换热流体泵和换热流体的防凝结加热过程。

最后,根据换热器环路来计算蒸汽量、热损失和两种流体的温度。

基于上述三步,太阳集热场在整个发电量中的贡献率即可得出。

4. 热储能系统

热储能系统是用来储存太阳集热场收集的过剩热能。为了使热储能计算更精确,有必要用质量流量和温度来代替能量流。

储能系统的使用与否取决于需求情况。当太阳辐射较低,太阳能集热场不能产生足够的能量来满足负荷要求,此时,储能系统来弥补这一不足。一般地,储存于储能系统的热能较备用化石燃料更为优先使用。

当太阳集热场的太阳热产出超过设定需求时,或者动力区容量达到极限,这时,储能系统开始储能。热储能系统的入口温度是由太阳集热场的出口温度得出的,基于热储能具体性能来计算热储能系统的

出口温度。此模型中，出口温度假设为储能系统温度的函数，计算还必须考虑温差，温差是热量从换热流体传给储热介质的动力。从热储能系统出来的换热流体和从动力区换热器出来的换热流体混合后返回太阳集热场。

当热储能系统有剩余热能，而整个系统有能量需求时，热储能系统将放热。在这个情况之下，出口温度也就是热储能系统温度的函数，储能系统入口温度由动力区换热器的出口温度得出。从储能系统流出来的换热流体和从太阳集热场出来（假如集热场可以产能）的换热流体混合。储能系统出口温度的减少是明显的、不可忽略的，随着储热系统本身的温度降低而减少。程序将检查换热流体的温度是否足够高，高到能够产生蒸汽轮机运行所要求的蒸汽条件。如果换热流体温度太低，蒸汽品质不足以保证蒸汽轮机在标称负荷下运行，蒸汽轮机的功率必须被调低。因此，必须减少从储能系统出来的换热流体流量。如果有可能利用换热流体加热器（备用的），储能系统出口温度太低而不能补给换热器能量，但是高于预设值的温度，热储能系统可以利用换热流体加热器来预热换热流体。

另外，热储能系统的自身耗能，利用流经储能系统换热流体流量的函数来计算。

5. 程序运行策略

程序运行时必须确定运行策略，在太阳能不足的情况下，是否应使用化石燃料。

如果系统配置包含换热流体加热器，作为汽轮机的潜在热源，为换热流体系统补充不足的能量。加热器模块计算产热量、加热器里的换热流体的质量流量、燃料消耗和加热器自身能量消耗。加热器中的换热流体与从太阳能集热场或存储单元（或两者）的换热流体混合，混合后的换热流体进入换热器。换热器模块计算蒸汽量、热损失和两种流体的温度。

在热发电站使用燃气轮机和 WHRS 运行的情况下，计算模块将根据运行模式和换热流体换热器中温度的不同而不同。

在设计中，使用锅炉取代上述换热流体加热器作为备用热源的情况下，当太阳能产生的蒸汽不足时，由锅炉提供缺乏的能量。锅炉模

块计算蒸汽量、效率、燃料消耗和自身耗能损失，如果需要，将模拟锅炉的启动过程。

在确定蒸汽产生量时，汽轮机模块将进行模拟，如果恰当，则启动汽轮机并计算其效率、动力区总发电量和冷却损失能量。

计算程序从总发电量中减去所有前述的步骤中算出来的子系统的自身能量损耗，得出净发电量。如果净发电量不能满足需求，需要迭代计算，直到符合预先设定的需求值和产出量之间的允许误差要求为止。

4.4.2 不同参数、不同运行模式下的发电量计算

为全面、完整地说明不同配置的发电系统在不同运行条件下的发电量计算，下面以西班牙已建成的 AndaSol 热发电站为例，来展示该发电量计算模型的具体计算步骤、过程和结果。

1. 输入数据

(1) 热发电站参数

该热发电站的安装容量是 49.9MW。汽轮机是单级再热、6 级抽汽。设计点的蒸汽循环总效率是 37.5%。蒸汽循环的热量由 510120m² 的槽式集热太阳能集热场提供。电站主要技术数据如表 4-21 所示。

表 4-21 技术数据汇总

电站代号	Gu 50MW 6h 储能
电站类型	SEGS
位置	Alderie
直射光照量/[kW·h/(m ² ·年)]	2167
海拔/m	1100
冷却方式	湿冷
燃料	天然气
储热容量/MW	880
汽轮容量/MW	49.9
自耗电功率/MW	5.1
总的汽轮机效率(%)	37.5

(续)

太阳集热场/m ²	510120
回路数	156
每个回路的集热组合个数	4
电站规划大小/m ²	1950000
集热场内换热流体流量/(kg/s)	1.173
集热场换热流体压降/bar	23
集热场泵的功率/MW	3.3

(2) 热平衡

蒸汽循环特性可以从热平衡图计算得到，可以通过一个热发电站设计商业软件(IPSEpro)进行计算。

表 4-22 总结了该软件计算的不同负荷条件下主要性能参数。

表 4-22 Andasol 热发电站的蒸气循环的特性数据

环境温度 /℃	蒸汽温度 /℃	蒸汽压力 /bar	从集热场区 的热输入/MW	总发电功率 /MW	总效率(%)
25	370	100	147	55	37.47
25	370	90	134	50	37.24
25	370	79	119	44	36.94
25	370	58	91	33	36.2
25	370	38	62	22	35.01
25	370	28	47	16	33.98

从这些数据可以得到一条特性曲线，而不是得出所列出的数据点，该特性曲线被储存为一个负载函数。这个函数是一个多项式逼近函数，必须在性能模型输入常数。

汽轮机效率是通过负荷依赖因子 $Load$ 乘以效率的设计值(例如 37.47%)得出，方程如下：

$$C_0 + C_1 \times Load + C_2 \times Load^2 + C_3 \times Load^3 + C_4 \times Load^4 \quad (4-18)$$

系数 $C_0 \sim C_4$ 可以在汽轮机信息文件中输入，而每个间隔时间的计算负荷为实际汽轮机总功率除以设计汽轮机总功率。

(3) 集热器、太阳能集热场和导热物体

描述集热器的文件包含下列内容：净集热器表面积，长度，抛物面开口宽度，到焦点平均距离，光学效率，集热元件超过集热器的长度，集热元件外径、内径和涂层辐射系数(作为温度的函数)，外层玻璃管半径，波纹管遮挡和光学效率作为入射角函数(入射角修正)。

太阳能集热场包括：回路的总数、每个回路的集热器数、每行集热器之间的距离、行间距、方位角和太阳能方位、高度角、管道热损失、最大允许跟踪风速、额定换热流体流量、凝结保护的换热流体流量、最小换热流体流量和附加能量损耗(与换热流体流量有关)。

换热流体可以通过最高运行温度、凝结温度、比热容、黏度、热导率和密度(为温度的函数)。

所有 STP 热发电站使用 Therminol VP-1 作为换热流体，收集太阳能，其性能见表 4-23。

表 4-23 换热流体 Therminol VP-1 的特性

最大运行温度/℃	400
结晶温度/℃	12
蒸汽压(在 400℃)/bar	11. 12
密度(在 340℃)/(kg/m ³)	769
比热(在 340℃)/[kJ/(kg·K)]	2. 43

最高运行温度是太阳能热发电站布局的一个关键参数，它决定了可获得的最大蒸汽参数。在模拟过程中，换热流体的最高允许温度是在直接辐射条件下，部分太阳能集热器散焦的原因。

换热器文件中描述的是：最小运行点(最小负载)和最大运行点(标称负载)下的换热流体入口和出口温度、进水口和蒸汽出口温度。

(4) 热储能

热储能是以存储介质(用混合盐,60% 的 NaNO₃ 和 40% KNO₃ 是所谓的“太阳盐”)为特征参数，需要输入如下：冷、热储热罐温度，在设计温度的储热罐热损失，油-盐换热器的温差，换热器压力下降值，

经过换热器的油的设计流量(是太阳能辐射场总质量流量和泵送效率的一个函数)。此外,还需在模拟开始阶段和运行方式中输入储热罐状态信息。

(5) 气象数据

必须提供气象数据,数据间最大时间间隔为1h,该程序更易处理较小时间间隔的数据,得出更准确的结果。

一组气象数据系列包括:日期和时间(一年中的第几天,小时,分钟),直接太阳辐射(W/m^2),环境温度($^{\circ}\text{C}$)和风速(m/s)。

在 Marquesado de Zente 监测的每小时直接太阳辐射的月平均值被用于 AndaSol 热电站的性能计算。

(6) 厂址信息

表 4-24 提供了性能模型所需的场地主要信息。

地理坐标是计算太阳角度的必需参数,会影响直接太阳直接辐射量-热能的辐射效率,因为 Eurotroughs 是单轴跟踪。

表 4-24 主要场地信息

地理位置	Aldeire
经度	3.04°W
纬度	37.17°N
海拔/ m	1100
直接辐射量/ $(\text{kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2)$	2167

(7) 可用性

太阳热电站一年的计划维护天数为12天(12月1日至12日),另外,考虑到设备元器件的不定期维护,设计的设备利用率为97%。除此之外,太阳能集热场的利用率设定为99%,储能设备的可利用率设定为98%,电力传输损失假设为97.5%。

2. 不同运行模式下的模拟计算

太阳热电站可以设计成纯太阳能模式、换热流体加热器或锅炉模式或混合模式。混合模式为太阳能集热与化石燃料燃烧系统混合运行,如果可用,可作为一体化的联合循环发电系统使用。

运行模式的选择取决于实际电力需求情况。对于聚光类型的电

站，本模型取决于太阳能、混合式或备用模式，根据特定的电力需求和所受的燃料限制来决定。

(1) 基本负荷需求

这种需求状况对于所有地点和所有热发电站变量是常见的，即热发电站从早晨 8 点到午夜满负荷运行，在夜晚和清晨，热发电站是 60% 的额定功率运行。

(2) 纯太阳能和太阳能优先需求

这种需求是考虑各厂址太阳能发电的潜力，比较这些厂址，太阳能电力在总发电量中比例最大化，使得化石燃料电力在总发电量中最小化。

纯太阳能的需求对于所有厂址的聚光发电类型的热发电站都是普遍的。

发电量取决于日直接辐射量，因为没有化石燃料，当日直接辐射量很高时，热发电站满载运行，在晚上，热发电站处于闲置状态。这种需求旨在利用燃气加热器，但备用燃料要尽量少使用。在夏季，热发电站通常是纯太阳能方式可以完全满足需求，燃气加热器的运行没有必要。热发电站的每年满负荷运行小时数在 2200h/年的范围。

(3) 区域需求结构

例如，在一些地方，区域需求结构影响电费结构有其缘由，它给出使用附加燃料燃烧和/或热储能装置使用的条件，因此，使得收益方案得以优化。

在工作日(8:00~24:00)的用电高峰和峰中期必须发电，因为这个时候可获得收益，所以区域需求设为 100%。

平日的早晨和整个周末以及假日是用电的低谷期，发电收入较低，纯太阳能的运行可以减少燃料成本。

这需求结构要求一年的满负荷在 4600h 左右。

3. 发电量的计算结果

输入太阳日直接辐射值和环境温度，通过 PC-Trough 可以计算每小时的热发电站性能值(电力和燃料流量)。

本计算基于前面所述的性能值和参数计算，同时考虑在瞬时日射

条件下的太阳能集热场的热惯性。

计算得出的年度性能数据在输出文件中作了总结，这些数据如表 4-25 所示，表中给出了总发电量、每年从电网的购电量、峰值效率、年均效率以及 CO₂减排量。

表 4-25 性能计算结果

整个集热场的辐射总量		1105430MW·h/年
光学效率		78%
集热场的总热输出		510030MW·h/年
热效率	峰值	70%
	平均	46.1%
年输出		161370MW·h/年
输电损失(2.5%)		4164MW·h/年
年售电(给电网)		157206MW·h/年
年自耗电，购自电网		4207MW·h/年
太阳-电能转换效率	峰值	25%
	平均	14.7%
满发电小时数		3144
热储能发电运行小时数		1074
年耗水		612000m ³ /年
CO ₂ 减排，与燃煤电厂比较		152000000kg/年

热电站每年向西班牙电网输送电量 157206MW·h，这些电能全部来自于太阳能。通过这种方式，每年可以减少 CO₂ 排放 152000000kg。

4.4.3 发电成本估算

本节发电成本的估算应用国际能源署(IEA)可再生能源经济分析法，计算归一化发电成本(LEC)。

通常，归一化的寿命周期成本是资源成本(包括投资资金、融资和经营成本)转化为等值的年度支出流的现值。通过这种归一化法，可以对不同寿命周期和不同容量的电站系统，进行发电成本的经济性对比。

用于计算 LEC 的参数见表 4-26。对于区域需求的情况，热发电站变量的特征基数和参数在表格 5 中列出。

表 4-26 LEC 参数汇总(基数与敏感性)

参 数	基 数	敏感性分析
工程成本	pdv	+ 10% , + 20%
常规/非常规部分的工程造价	0% /40%	0% /0% , 40% /40% , 0% /100%
运行维护成本	pdv	- 35% , + 20%
燃料成本	pdv	- 25% , + 25%
预期寿命(年)	25	20 , 30
净太阳能上网电量	pdv	- 20% , + 20%
年折旧率	6.7%	
年折扣率	6.1%	5% , 8%
年保险费率	1%	
年收入税率	38%	0% , 35%

注：pdv 取决于具体项目。

1. 热发电站配置

以下是太阳热发电站的四种不同配置方案(见表 4-27)。

方案 1：采用 50MW 的汽轮机及与当地太阳能资源情况相匹配的太阳能集热场。

方案 2 与方案 3：方案 3 采用与方案 1 相同容量的 50MW 汽轮机，不同的是方案 3 增加了 1014 MW·h 的储热系统，能够满足汽轮机 7.5h 的满负荷运行，为保证储热系统的能量存储，方案 3 的太阳能集热场面积为 510120m²。方案 2 采用与方案 3 相等的太阳能集热场面积，为利用太阳能集热场提供的多余太阳能，方案 2 需增大汽轮机容量。

方案 4：基于方案 2 的配置，规模增大一倍，此配置表明规模大小变化将影响太阳能热发电站的经济性。

表 4-27 热发电站配置方案

电站方案	方案 1	方案 2	方案 3	方案 4
太阳集热场/m ²	287760	510120	510120	1072560
净容量/MW	46	78	44	170
汽轮机/MW	50	85	50	187
燃气轮机/MW	0	0	0	0
导热介质加热器/MW	2	5	5	10
热存储容量/MW·h	0	0	1014	0
热存储功率/MW	0	0	131	0
冷却方式	空冷	空冷	空冷	空冷
燃料类型	天然气	天然气	天然气	天然气

2. 集热场参数(见表 4-28)

表 4-28 太阳能集热场参数

太阳能集热场	单位	方案 1	方案 2	方案 3	方案 4
太阳能集热器组合		SKAL-ET 150	SKAL-ET 150	SKAL-ET 150	SKAL-ET 150
太阳能集热器组合长	m	148. 4	148. 4	148. 4	148. 4
太阳能集热器组合抛物面开口宽	m	5. 77	5. 77	5. 77	5. 77
单个集热器组合的反射镜片数		336	336	336	336
每组回路集热器组合个数		4	4	4	4
回路总数		88	156	156	328
太阳能集热器组合总数		352	624	624	1312
总的有效太阳投射面积	m ²	287760	510120	510120	1072560
集热器行间距	m	17. 2	17. 2	17. 2	17. 2
太阳能集热场大小					
南-北宽		700	1300	1300	2000
东-西长		1700	1500	1500	2100
集热场设计入口温度	℃	296	296	296	296
集热场设计出口温度	℃	393	393	393	393
自动散焦温度	℃	398	398	398	398
设计的额定输出热能	MW	132	224	262	493
设计压降	bar	19	17	21	23

3. 投资估算

本项目中，除部分设备(如聚光镜、集热元件、回转接头、太阳集热场控制系统等)需进口外，其他全部可在国内采购和实施。因此，这些费用的估算是以欧洲最新同类项目的设备报价和工程费用为基础，再根据我国国内实际的项目实施条件(国产设备价格及工程费用)，分项确定与欧洲费用的相对比例估算而得出，所有的金额是以千欧为单位，在 2008 年 6 月前有效。

这些相对比例是一个估计值，还没有被验证，但 67% 的设备费用与欧洲的项目相同。

4. 运行维护成本估算

假定在中国，太阳热发电的运行及维护成本大约是欧洲的 55% ~ 60%。

5. 归一化发电成本

表 4-29 列出了用于计算发电成本的主要参数，表 4-30 列出了发电成本的计算结果。

表 4-29 发电成本参数

预期寿命/年	25	预期寿命/年	25
年折旧(%)	6.7	年保险费率(%)	0.5
年贴现率(%)	8.0	年所得税率(%)	0.0

表 4-30 发电成本(千欧元)

内 容	方案 1	方案 2	方案 3	方案 4
电站容量/MW	50	85	50	187
集热场面积/m ²	287760	510120	510120	1072560
冷却类型	空冷	空冷	空冷	空冷
总发电量/(kW·h/年)	66741727	120278925	119652819	244446054
净发电量/(kW·h/年)	59964319	108286212	107523954	219661681
自耗电，从电网获取/(kW·h/年)	1981733	3045870	5263574	6278759
用气量(低热值)/(MBTU/年)	3458	7709	749	360
EPC 价	116976	183948	203278	347705

(续)				
内 容	方案1	方案2	方案3	方案4
运行维护成本	1858	2411	2338	3852
运行维护附加 15%	279	362	351	578
自用电(欧分/kW·h)10	198	305	526	628
天然气(欧分/MBTU)160	6	12	1	1
总运行维护成本	2341	3091	3217	5059
发电成本(欧分/kW·h)	23.15	19.62	21.65	17.92

表 4-31 列出了发电成本的敏感性与发电量关系,只要太阳能辐射变化在 $\pm 10\%$ 之内,发电量与太阳能辐射成正比关系。

表 4-31 LEC 敏感性

净发电量/ (kW·h/年)	+6%	21.84	18.51	20.42	16.91
	+3%	22.48	19.05	21.02	17.4
	+0%	23.15	19.62	21.65	17.92
	-3%	23.87	20.22	22.32	18.48
	-6%	24.63	20.87	23.02	19.07

热发电站规模越大,经济性越占优势。

6. 结论及建议

依据配置不同,发电成本为 18~25 欧分,根据实测太阳辐射数据进行分析,方案 4 采用规模化的配置,其发电成本在 18 欧分左右。

针对上述的 4 种配置方案,综合分析如下:

1) 考虑归一化度电成本(LEC)的排序:方案 4 < 方案 2 < 方案 3 < 方案 1,故排除方案 1。

2) 方案 3 带有储能系统,在 50MW 级的商业热发电站上应用的热储能系统,尚未有先例,热储能技术长期应用的可靠性有待进一步验证。故排除方案 3。

3) 方案 4 作为我国一个太阳热发电示范项目,虽然度电成本最低,但是初期投资太大,本工程中不适合采用。

因此,本工程选择方案 2(BG2)。

4.5 应用案例

4.5.1 SEGS 系统

20 世纪 80 年代早期,美国由于能源危机致使石油价格猛涨,开始寻找替代能源,美国 Luz 公司在 1985 ~ 1991 年的短短 7 年间,投资了 12 亿美元,共建造了 9 座槽式太阳热发电系统(SEGS I ~ SEGS IX),总装机容量达 354MW,至今仍在运行。

太阳能集热装置是槽式太阳能热发电系统的重要组成部分,Luz 公司分别开发了 3 种太阳能集热装置 LS—1、LS—2 和 LS—3,并在 SEGS I ~ SEGS IX 上应用,从而大大降低了热发电站的运行费用。LS—1 和 LS—2 集热器,由带铬黑表面的不锈钢管和抽真空的玻璃外套构成,铬黑表面的吸收率为 0.94,在 300℃ 时反射率为 0.24。LS—3 采用的是不锈钢管,外表面涂覆有光谱选择性吸收涂层,太阳光吸收率为 0.96,在 350℃ 时的反射率为 0.19。

2005 年,除 SEGS I 和 SEGS II 外,其余 7 座热发电站均被 FPL 能源公司及 SOLEL 接手。SEGS III ~ SEGS IX 7 座热发电站采用天然气混合电站形式,其中天然气贡献 25% 电量,在夜间能工作较长时间,在阴天也能满足电网需求。FPL 也开始应用上述混合系统,其名下电站发电量成为美国电站之最。SEGS 所发电量均卖给了加利福尼亚南部电网公司,该协议从 20 世纪 80 年代起就由 Luz 公司签订。电站的很多改进工作也在进行中:①由于集热器装配所花费的费用占系统总费用的很大一部分,所以改进系统支撑结构已受到很大关注。目前已建造了一种使用铝制骨架的新型支架结构,该支架质量轻、制造简单、抗腐蚀性好、安装容易且费用低。该技术的关键在于设计结构时考虑了极限公差和结构承载力,从而保障了镜面的精确对焦,另外抗大风性能也是该结构的一个重要考虑方面;②集热器方面也在尝试新的技术,一种由 Schott 公司生产的新型集热元件将应用于 SEGS 热发电站;③太阳能技术商业化公司开发了一套集热器系统用于监测集热器装置的反射性能,结果显示该系统重量轻、花费低、集热性能非常好;④反射部分包括单独的集热装置和用来支撑镜面的钢结构,改进

该部分的目的是减小镜面厚度，提高玻璃与金属封接的可靠性；在镜面上加涂层的目的是为改善镜面性能，开发一种新型的质量较轻的复合集热装置；⑤除此以外，用球形阀取代金属软管可使热油管中的压力降减少 50%，在可以减少电能损失的同时提高系统安全性。

随着技术的不断改进，热电站建造费用不断降低，由原来的 SEGS I 的 4500 美元/kW 降低到 SEGSⅧ的 2650 美元/kW，SEGS 热电站未来发展规划具体见表 4-32。

表 4-32 SEGS 热电站未来发展规划

项 目 名 称	单 位	2010 SEGS LS—4	2020 SEGS DSG	2030 SEGS DSG
装机容量	MW	320	320	—
集热器类型	—	LS—4	LS—4	LS—4
太阳能集热场面积	m ²	3531600	3374640	3204600
储热装置	h	10	10	10
	MW · h	10042	9678	9678
运行参数				
容量因数	%	50	50	50
净发电率	%	100	100	100
独立发电	kW · h/m ² · 年	2725	2725	2725
年发电效率	%	14. 6	15. 3	16. 1
年发电量	GW · h	1401. 60	1401. 60	1401. 60
开发方向				
每年建设电站数	个	3	3	3
在同一地区电站数	个	5	5	5
运行维护费用				
工 资	美元/kW · 年	14 ± 25%	11 ± 25%	11 ± 25%
材料费用	美元/kW · 年	29 ± 25%	23 ± 25%	23 ± 25%
总费用	美元/kW · 年	43	34	34

4.5.2 DISS 系统

DISS 系统是一项完全用于研发的工程，其目的是发展一种新的槽式太阳能热发电系统，并将在该新型系统中应用改进的抛物线形槽式集热器单元和 DSG 技术，从而提高效率，减少工程投资。DISS 项目共分为两个阶段，1996 年 ~ 1998 年 11 月为第一阶段，1998 年 12

月~2001年8月是第二阶段。该系统共有4组抛物面型槽式模块,每个抛物面镜的开口为5.76m,长度为12m;有11个太阳能集热器单元,总长度为550m,太阳光跟踪装置为南-北放置,跟踪轴倾斜角分别为 0° 、 2° 、 4° 、 6° 、 8° ,集热元件内外直径分别为50mm、70mm,一次通过单元内的水流量为1kg/s,最大进出口温度 400°C 、压力10MPa。

DISS系统在运行和维护方面的情况如下:系统管道总长大于2400m,钢结构总重大于26t;系统使用开环太阳跟踪系统,跟踪误差非常小($<4\text{mrad}$);绝热及集热元件布置形式的改变使得热电站启动时间减少了50%。至2005年,DISS系统的模块在10MPa、6MPa、3MPa情况下过热蒸汽温度均为 390°C ,DISS系统已证明DSG技术在真实光照情况下运行和应用商业电站的可行性,该热电站也证明了集热元件水平放置时DSG技术的可行性。

1. Andasol—1 和 Andasol—2

系统于2006年6月19日在西班牙南部心amerJunctiong省开工,该地辐射量为 $2201\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2\cdot\text{a}$,太阳能场面积为 510.12m^2 ,装机容量均为50MW,储热介质为熔融盐,所储热能可提供9小时满负荷工作,净发电量均为 $179.1\text{GW}\cdot\text{h}/\text{a}$,每年产生的热能为 $594312\text{MW}\cdot\text{h}/\text{a}$,蒸汽轮机的效率为38%,满负荷工作为3630h/a,两座热电站总投资5.2亿欧元。该系统中所应用的集热元件是SKAL-ET150,其焦距为1.71m,焦点之间的平均距离为2.12m,集热元件吸收装置半径为3.5cm,集热元件长度为4m,口径宽度为5.77m,面积为 817.5m^2 ,集热器长度为148.5m,太阳能集热器单元数量为12个,集热元件数量为36根,总的光学效率为78%,集热器单元排与排之间距离为17.2m。

由于该电站所在地光照情况很好,Andasol热电站每年可以工作1900~4400h,根据所选择的太阳能场面积和储热能力,每年可以向电网提供94~210GW·h的电量。

2. SOLAER—ONE

2007年美国在内达华州建造一座装机容量为64MW的槽式太阳能热电站SOLAER—ONE,该热电站将采纳其他电站的技术优势

来提高效率和可靠性。通过改善装置,热发电站只需2%的天然气作为辅助能源,而SEGS中却使用了25%的辅助能源;热发电站中用于支撑抛物线形镜面的支架换成了质量较轻的铝质,这种结构节省了建造费用,而且也更容易装配。该热发电站占地面积 357.2m^2 ,30min储热,无热存储装置,年发电量可以满足4万户居民用电。

在SOLAER—ONE热发电站中共用了19300根Schott公司生产的新型集热元件PTR70。Schott公司对这种集热元件进行了如下改革:(1)重新设计了集热元件的波纹管和封接方式,使管子的有效面积提高到96%;(2)采用新型吸收涂层,吸收率达到95%,发射率小于14%;(3)改善玻璃-金属封接方式,不会因管内外膨胀系数不同而导致管子失效;(4)采用与金属具有同样膨胀系数的玻璃,适应美国内华达州巨大的昼夜温差,减少了维护和部件更换次数。试验表明PTR70的效率较以往类型提高了2%。

太阳能热利用专家认为,该热发电站的发电成本将在9~15美分/ $\text{kW}\cdot\text{h}$ 。一份由世界可再生能源实验室发出的报告称:槽式太阳能热发电系统的发电成本到2020年将降至4.3~6.2美分/ $\text{kW}\cdot\text{h}$,完全有能力与传统能源相抗衡。

3. THESEUS

1997年在希腊克里达岛建造了欧洲第一座大装机容量的槽式太阳能热发电站,从热发电站设计到真正运行经历了四年的时间。热发电站装机容量50MW,占地面积30万平方米。热发电站采用液化石油气作为辅助能源,发电部分采用了传统的朗肯循环。汽轮机可在太阳能单独工作、辅助能源单独或混合工作三种情况下发电。该热发电站使用的是曾经应用于80MW SEGS热发电站上的LS—3集热器,并在后几年进行了很大改造。

4. 内蒙古50MW槽式太阳能热发电站

经国家能源局批准,在内蒙古鄂尔多斯市杭锦旗巴拉贡镇建设装机规模为50MW槽式太阳能热发电站,计划2012年开工建设,2014年投产运营,建设期30个月。热发电站采用纯太阳能运行模式,加设熔盐储能装置,汽轮机冷凝系统采用空冷系统,经济使用年限:20年,热发电站年平均效率不低于11%,年利用小时数为2400h,发电

成本为 0.85 元/kW · h。该热发电站技术指标见表 4-33。

表 4-33 内蒙古 50MW 槽式太阳能热发电站技术指标

名 称	单 位	数 值
汽轮容量	MW	50
冷却方式		空冷
油管道效率	%	99
储热效率	%	99
油加热器效率	W/m ²	99
汽水管道效率(包含损失)	%	97
汽轮发电机组效率	%	35. 3
厂用电量	kW · h/a	1. 42234 × 10 ⁷
平均效率	%	12. 3%
年上网电量	kW · h/a	1. 2263 × 10 ⁸

4.6 发展趋势

1. 跟踪技术趋势

跟踪控制系统中的动力部分需要常年运转，属于热发电站中价值密度高且维护量较大的部分。目前主要有液压和齿轮减速两类，如图 4-32 所示。

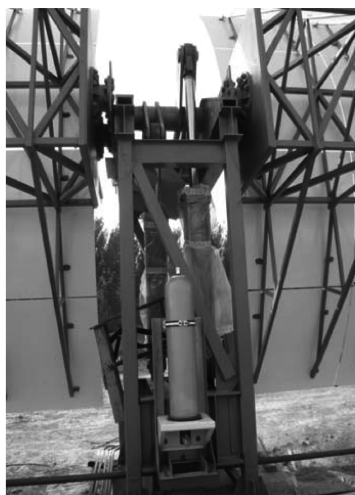
液压驱动的优势是推力巨大，动力余量多，可有效应付转动中的动摩擦力、静摩擦力以及风载荷等。但是，液压系统造价相对较高，其工作液体需要面对冬季的低温和夏季的热浪，维护量较大。由于太阳轨迹变化缓慢，液压系统进行同步跟踪时的微小流量控制较为困难，往往采用间隔步进方式运动。而减速机方式结构相对简单，通常采用步进电机方式实现持续微调。

2. 蓄热材料发展趋势

常规的蓄热材料是硝酸盐混合物，其寿命长，反复加热不存在储热效能降低问题。由于槽式热发电站所需的蓄热材料用量巨大，其成本是光热电站的一个重要压力。目前有鹅卵石、土壤等蓄热研究。

3. 发电成本趋势

随着技术的逐步成熟、优化，太阳能热发电的成本正在逐年降



a) 液压驱动



b) 减速机驱动

图 4-32 力矩放大类型

低，图 4-33 是对太阳能热发电成本的预测。太阳能热发电站的成本绝大部分是热电站初始投资，主要是硬件设备的采购。随着批量生产效应的凸显，发电成本将快速逼近其理论最低成本。

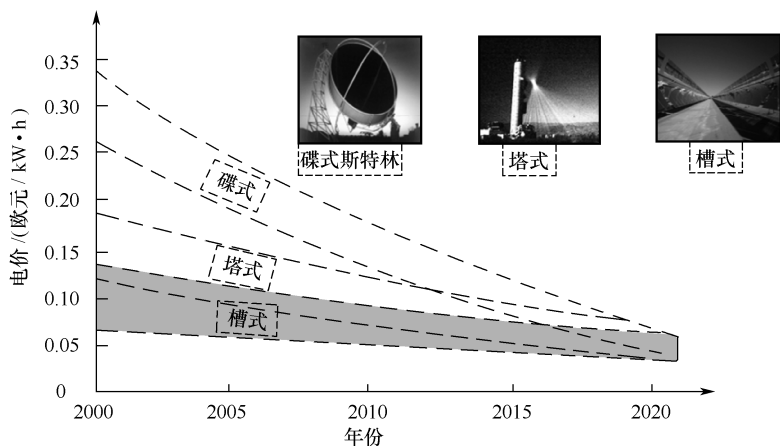


图 4-33 太阳能热发电成本预测

第 5 章 塔式热发电站

5.1 基本原理

塔式太阳能热发电站也称集中型太阳能热发电站，其基本形式是利用独立跟踪太阳的定日镜群，将太阳光聚集到固定在塔顶部的接收器上，用以产生高温，加热工质产生过热蒸汽或高温气体，驱动汽轮机发电机组或燃气轮机发电机组发电，从而将太阳能转换为电能^①。

塔式热发电站具有如下优点：

- 1) 聚光倍数高，容易达到较高的工作温度，阵列中的定日镜数目越多，其聚光比越大，接收器的集热温度也就越高；
- 2) 能量集中过程是靠反射光线一次完成的，方法便捷有效；
- 3) 接收器散热面积相对较小，因而可得到较高的光热转换效率。

塔式热发电站基本结构如图 5-1 所示。

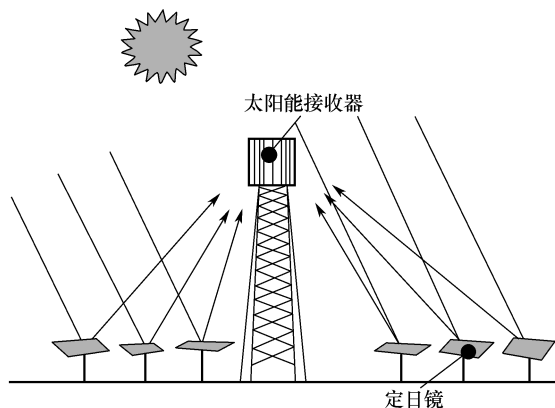


图 5-1 塔式热发电站基本结构

① 《塔式与槽式太阳能热发电》，张耀明、王军、张文进等。

5.2 定日镜结构与控制

中心接收定日镜聚光的塔式集热系统。许多平面反射镜片将太阳辐射汇聚到一小面积上的聚光型集热器上,属于点聚光,聚光比 $CR = 50 \sim 1000$,跟踪方式为双轴跟踪。

5.2.1 定日镜总体设计^①

定日镜由支架、传动、控制和反射玻璃镜四个单元组成。这四个单元共同工作使得定日镜在规定气象条件下可以稳定、可靠地完成跟踪太阳直射辐射的任务。

5.2.2 高可靠性、高反射率玻璃镜的研制

在低铁玻璃表面镀银反射层,在其银层后加镀保护层。保护层能抗紫外线、冷热交变、干湿交变、沙尘、盐雾、酸雨和雨雪冰雹等。

5.2.3 支架的结构设计及力学稳定性分析

支架是连接定日镜传动箱与玻璃反射面的部分。虽然有大的受风面积,但是支架在不同方向和强度风力作用下的刚性和稳定性依然良好。另外,考虑到长途运输,支架是易拆卸和组装的。

5.2.4 支架与玻璃反射镜的结合方法

热应力引起的玻璃破损,在保证现场可调节和定位准确度的条件下,支架与玻璃镜之间在高温和低温下的连接能保持一定的弹性。

5.2.5 高准确度传动方式

定日镜传动系统设计的特点和原则是输出扭矩大、速度低。箱体要有足够的强度,体积小,有良好密封性能,有自锁能力。为保证反射镜长距离上的聚光效果,齿轮传动方式在风力载荷下不能有晃动,从而保证了设备在恶劣环境中的工作寿命和高的工作准确度。

5.2.6 定日镜控制方式的研究及器件开发

通过全面分析定日镜定位控制对传动系统的要求,综合考虑定位准确度、定位响应时间、功效指标和造价等因素,选择传动电动机的类型。在此基础上,建立定位控制系统的数学模型,研究和分析更适

① 《太阳能塔式热发电站》,洪亮、多吉、王海江等。

合定日镜控制的跟踪控制算法，确定其电机容量和定位控制策略。

5.2.7 定日镜误差控制方法

定日镜面是由很多块小镜子拼接而成的，装调时每块小镜子的中心点法线会与理论设计的法线方向有一微小偏差。因此采用容错的方法加以控制，确保了安装准确度。

5.3 热工系统

5.3.1 塔式太阳能热发电系统的结构^①

塔式太阳能热发电系统主要由定日镜系统、吸热与热能传递系统（热交换系统）、发电系统三部分组成，如图 5-2 所示。定日镜场系统实现对太阳的实时跟踪，并将太阳光反射到吸热器。位于高塔上的吸热器吸收由定日镜系统反射来的高热流密度辐射能，并将其转化为工作流体的高温热能。高温工作流体通过管道传递到位于地面的蒸汽发生器，产生高压过热蒸汽，推动常规汽轮机发电。由于太阳能的间隙性，必须由蓄热器提供足够的热能来补充乌云遮挡及夜晚时太阳能的不足，否则发电系统将无法正常工作。

5.3.2 定日镜系统

定日镜是塔式太阳能热发电系统中最基本的光学单元体，如图 5-3 所示。它由反射镜、镜架和跟踪机构三部分组成。平面镜装在镜架上，由其跟踪装置驱动镜面瞬时自动跟踪太阳。定日镜是一个二维运动机构，分别对应太阳的方位角和高度角，反射镜用于反射太阳光至设定的目标点。

图 5-4 所示为定日镜高度角反射原理图，根据几何光学知识可知，反射角倾角的变化量应始终是太阳高度角变化量的一半；同理可知，当要求太阳光朝其设定的方向定向投影时，反射镜的高度角变化量、方位角变化量分别是太阳高度角变化量、方位角变化量的一半。

定日镜的控制方式有传感器控制和程序控制。传感器控制跟踪方式的优点是能够实时测量太阳光的方向，经电路处理后控制机械机构

① 《关于塔式太阳能热发电技术》北京机械工业自动化研究所。

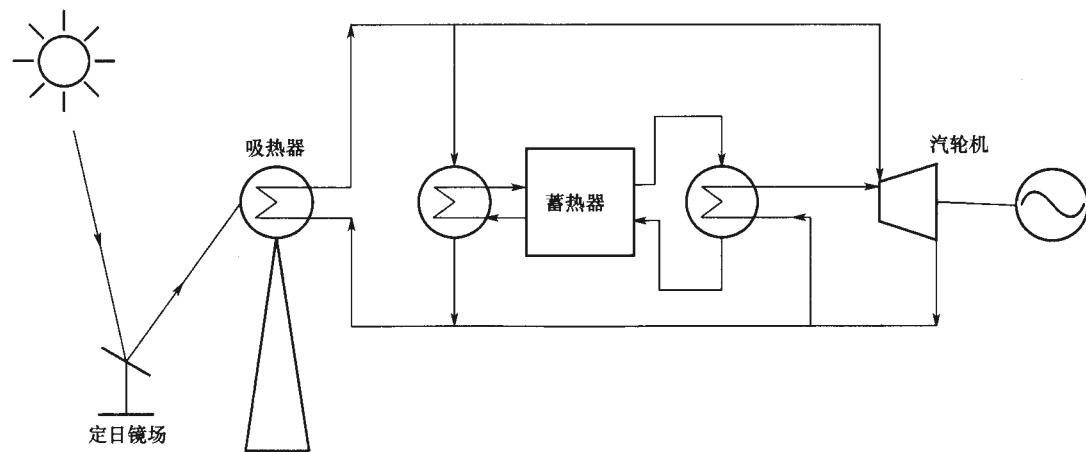


图 5-2 塔式太阳能热发电系统原理框图



图 5-3 定日镜

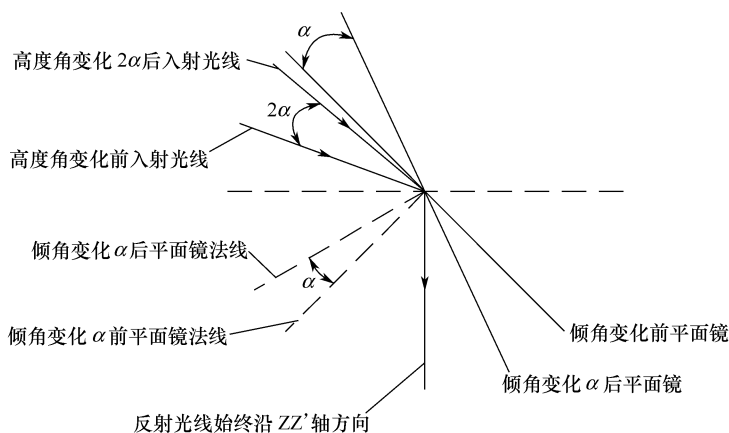


图 5-4 定日镜高度角反射原理图

运行，但是传感器控制跟踪方式一个难以克服的缺点是在多云、阴雨天气中找不到太阳的正确位置，需要人工干预。程序控制方式就是按照太阳运行规律计算聚光镜的位置，控制机械机构运动，但由于机构加工准确度等原因存在积累误差，需要定期校正。目前成熟的方案都是采用程序控制加机器视觉校正的模式。MOELLER 公司在西班牙的 Fotovoltaicas 工厂就是采用这种模式开发了性能良好的定日镜跟踪控制系统。

5.3.3 塔式太阳能热发电的热交换系统

塔式太阳能热发电的热交换系统主要有熔盐系统、空气系统和水/蒸汽系统。

塔式熔盐系统如图 5-5 所示，塔式熔盐系统的熔盐吸热、传热系统一般以熔融硝酸盐为工作介质，系统低温侧一般为 290°C ，高温侧为 565°C 。低温熔盐通过熔盐泵从低温熔盐储罐被送至塔顶的熔盐吸热器，吸热器在平均热流密度约 $430\text{kW}/\text{m}^2$ 的聚焦辐射照射下将热量传递给流经吸热器的熔盐。熔盐吸热后温度升高至约 565°C ，再通过管道送至位于地面的高温熔盐罐。来自高温熔盐罐的熔盐被输送至蒸汽发生器，产生高温过热蒸汽，推动传统的汽轮机做功发电。以熔盐为吸热、传热介质主要有以下几个优点：①除能克服流动阻力外，系统可无压运行，提高了安全性；②传热工质在整个吸热、传热再循环中无相变，且熔盐热容大，吸热器可承受较高的热流密度，从而使吸热器可做得更紧凑，减少了制造成本，降低了热损；③熔盐本身是很好的蓄热材料，系统传热、蓄热可共用同一工质，使系统极大的简化了。

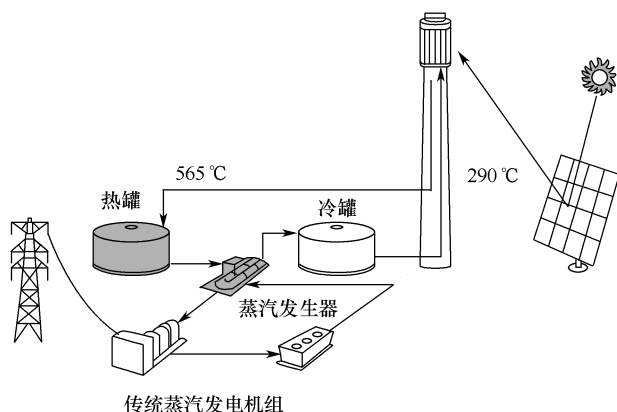


图 5-5 塔式熔盐热发电站示意图

但是熔盐介质也有其缺点。一是熔盐的高温分解和腐蚀问题，相关材料必须耐高温和耐腐蚀，使系统成本增加、可靠性降低；二是熔盐的低温凝固问题，在夜间停机时高、低温熔盐储罐都必须保温，以

防止熔盐凝固，清晨开机时也必须对全部管道进行预热，这些都将增加系统的伴生电耗。

塔式空气系统如图 5-6 所示，以空气作为塔式太阳能热发电系统的吸热与传热介质有以下优点：①从大气中来，到大气中去，取之不尽，用之不绝，不污染环境；②没有因相变带来的麻烦；③允许很高的工作温度；④易于运行和维护，启动快，无需附加的保温和冷启动加热系统。基于以上优点，很多早期的塔式太阳能热发电站采用了空气作为吸热与传热介质。空气系统的应用也很灵活，高温空气既可与水/蒸汽换热驱动汽轮机发电，也可直接驱动燃气轮机发电；既可用于燃气轮机的空气预热，也可用于燃料重整等。

以空气为传热介质的太阳能热发电系统具有显著的优点，但大规模试验研究(3MW 以上)至今未见实施。其主要原因是空气的热容低，系统结构大，技术风险相应增大。原计划采用空气系统的 PS10 就是因为担心技术风险而改用了现在的水/蒸汽系统。

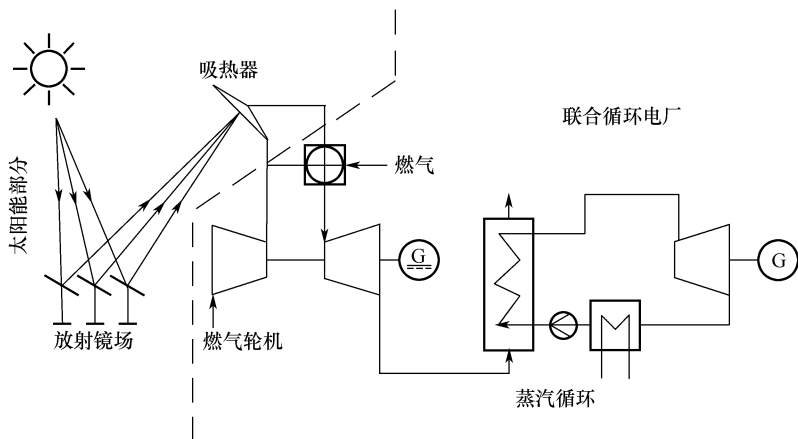


图 5-6 塔式空气热发电站示意图

塔式水/蒸汽系统如图 5-7 所示，在塔式水/蒸汽系统中以水为传热介质。在这类系统中，过冷水经泵增压后被送到塔顶吸热器，在吸热器中蒸发并过热后被送至地面，驱动汽轮机做功发电。在这一系统中，吸热器与反射镜场聚焦光斑的技术最为关键。置于塔顶的吸热器

吸收聚焦太阳辐射热后产生高压蒸汽，由于蒸汽热容低，容易发生传热恶化，因此对于吸热器的性能要求比较高，能够承受较大的能流密度和频繁的热冲击。典型的塔式水/蒸汽太阳能热发电试验电站有美国的 Solar One，西班牙的 CESA—1 和 PS10。Solar One 和 CESA—1 均建造于 1982 年，PS10 则于 2007 年 3 月投入商业运行。

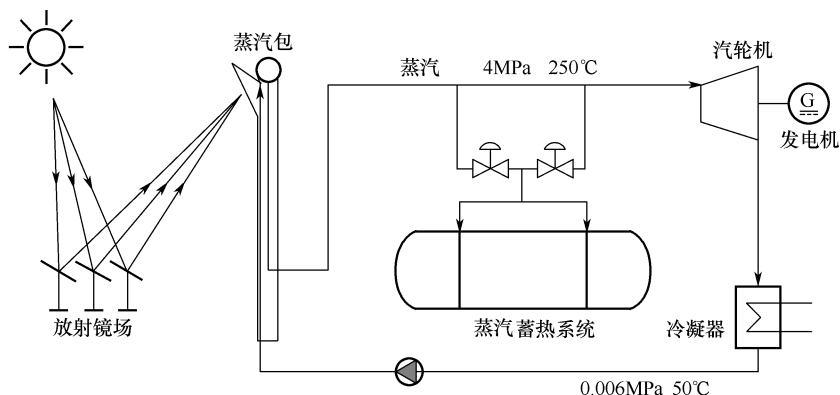


图 5-7 PS10 水/蒸汽 10MW 太阳能电站示意图

图 5-7 为西班牙 PS10 试验电站示意图。PS10 吸热器是一个外圆柱式吸热器，塔式太阳能热发电系统由 24 块管板组成，每块管板有 70 根吸热管。24 块管板中，6 块板起预热过冷水的作用，其余 18 块板产生过热蒸汽。整个吸热器实际上就是一个将水直接加热到过热蒸汽的太阳能锅炉，过热蒸汽也可以送入一个油-沙石蓄热系统进行能量的储存。早期的塔式水/蒸汽试验电站为了获得较高的发电效率，吸热器出口蒸汽参数都较高，相应技术风险也较大，为了降低热发电站的技术风险，作为商业运行的 PS10 热发电站选择了比较保守的吸热器技术，其出口蒸汽温度为 250°C ，压力为 4MPa。PS10 由西班牙 Solucar 公司建造，额定发电功率 10MW。该热发电站采用了 4 个蒸汽储罐蓄热，蓄热系统可以用 75% 额定功率驱动热发电站运行 1h。

5.3.4 适合我国国情的技术——相对比较成熟的塔式太阳能热发电集成方案

以已经商业运营的西班牙 PS10 热发电站为基础，在我国国内比

较成熟可行的塔式太阳能热发电系统的方案有下面几种。

1. 定日镜及定日镜场控制系统

近年来,随着我国玻璃制造业技术的提高,符合太阳能热发电要求的定日镜用玻璃已是比较成熟的产品。定日镜的结构设计与制造也无技术瓶颈。定日镜场控制系统就成了一个比较关键的、必须突破的技术关键。基于业已积累的丰富的自动控制和机器视觉技术基础,在穆勒(MOELLER)(中国)公司的全力配合下,北京机械工业自动化研究所组织精干力量进行技术攻关,在穆勒公司原有方案的基础上研究开发出了一种性能更好、控制和校正更准确、实时性最佳的定日镜场控制系统。定日镜场控制系统的原理框图如图 5-8 所示。

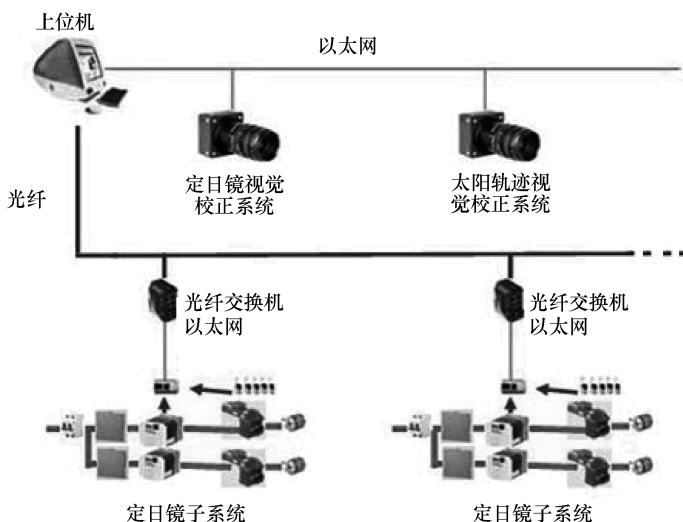


图 5-8 定日镜场控制系统原理框图

这种定日镜场控制系统的定日镜轴电动机控制子系统采用穆勒公司 EC4P PLC 作为控制器,控制变频器驱动两个轴电动机工作,并通过编码器反馈信号判断是否移动到相应的位置。根据实验检测,在正常工作允许的风力条件下,在定日镜距离集热器 500m 的距离上,该控制系统可以保证太阳光的跟踪误差在 200mm 以内,完全满足塔式太阳能热发电系统的要求。

EC4P 控制器通过以太网与上位机通信交换数据,定日镜轴电动机的控制策略和参数保存在 EC4P 中,在没有上位机控制的情况下,也可以自行正常工作。因此,与中央集中控制相比这种分布式控制系统的可靠性相当高,反应速度快,还可避免敷设大量的信号线。

EC4P 通过以太网连接到光纤交换机,上位机与各光纤交换机组成链式网络,也可以组成环网保证通信的可靠性。采用光纤进行通信保证了长距离网络的通信可靠性。上位机通过 OPC 方式与 EC4P 进行通信,交换数据。

定日镜视觉校正子系统用于定期或人工控制校正每一面定日镜的系统坐标,保证跟踪的准确度。

太阳轨迹视觉校正子系统用于实时校正由于天气等各种外部原因引起的天文学公式计算结果与实际情况的偏差。

2. 热交换系统

从 5.3.3 节内容可知,目前,在塔式太阳能热发电系统中,吸热器的吸热工质主要有熔盐、空气和水蒸气三种形式。熔盐虽解决了高温热量储存的难题,但在没有太阳能输入的情况下,吸热器管路中的熔盐在温度降低后($200 \sim 300^{\circ}\text{C}$)会凝固,系统需有较好的保温措施并增设防止熔盐凝固的设备,同时,在系统停机时,需用高压 N_2 将吸热器中的残留熔盐吹出,以避免熔盐凝固,高温熔盐对熔盐泵的腐蚀性也增添了系统安全运行的隐患。熔盐作为吸热工质,目前在储存、运输等技术方面仍不成熟,处于研究探索阶段,在国际上还处于示范阶段。空气的比热较小,相对而言,大流量高温空气输送到高空的难度较大,同时因空气的输送压力较高且体积流量较大,系统的自用电的比例增大,降低了热发电站的净发电效率。而以水蒸气为吸热工质的换热设备的设计技术比较成熟,系统运行安全,风险性小。因此,相对而言,在以上三种吸热工质中水蒸汽具有明显的优势,这也是已经商业运行的 PS10 热发电站采用塔式水/蒸汽系统的原因,采用该方案比较符合我国国情。

以水蒸气为吸热工质的换热设备的设计和制造技术与常规的锅炉没有本质的差别。当然由于加热方式的不同,结构上的差别会比较大。关键是要处理好光热吸收面如何具有更高的转换效率和防止局部

过热的问题。对于后者，我们已经有了可靠的过热部位检测和局部喷淋降温的方法。

3. 发电系统

采用国内常规的汽轮发电机组即可。

5.4 实例分析

5.4.1 PS10 太阳能热发电站

PS10 太阳能热发电站 (PS10 solar power plant) 是欧洲首座商业性太阳能热发电站。该热发电站位于西班牙南部，塞维利亚 (Seville) 西方 25km 的桑路卡拉马尤 (Sanlúcar la Mayor)。利用 624 个称为日光反射器的巨大可移动镜片收集阳光并且产生 11MW 的电力，镜片是由 Abengoa 公司制作，阳光收集器则由 Tecnical-Tecnicas Reunidas 公司设计，而发电塔由 ALTAC 公司设计和建造。图 5-9 为 PS10 太阳能发电塔。



图 5-9 PS10 太阳能发电塔

每面镜子皆具有 120m^2 的面积，可将太阳光聚于 115m (约 40 层楼高) 的塔上。塔上设有阳光收集器及汽轮机，利用汽轮驱动发电机来发电。此发电方式虽然较传统方式的成本高出 3 倍，但如同风力发电一般，未来会随着技术进步而有着成本降低的空间。

PS10 是属于桑路卡拉马尤发电平台 (Solar Platform at Sanlúcar la Mayor, PSSM) 中的一个热发电站，该平台在 2013 年时总装机容量将达到 300MW，其发电乃利用多种科技而得以实现。PS10 及 Sevilla PV

为在桑路卡拉马尤领先运转的几座热发电站之一，Sevilla PV 为目前欧洲规模最大的低密度系统光伏电站。

PS10 计划刚开始分成六个工作项目：宣传、融资、科技设计、组件采购、组合装建以及商业运作。

在技术开发阶段当中，研究了两种达成计划的方法，并且估算这些方法的技术优势以及成本。另外为了使计划能够成功，每个系统都尽量采取安全而且成熟的技术，即使这么做也会使效率或者产能降低。

5.4.2 PS20 太阳能热发电站

PS20 太阳能热发电站 (PS20 solar power plant, 西班牙语: Planta Solar 20) 是一座太阳能商业发电站，位于西班牙安达鲁西亚的塞维利亚城。2011 年为止是世界最大的太阳能厂，发电塔有 20MW 的发电力，能量来源全靠定日追踪反射镜反射的阳光热能。图 5-10 为 PS20 太阳能厂。



图 5-10 PS20 太阳能热发电站

本塔最初建设开始于 2006 年，PS20 运转于 2009 年。相比于前辈 PS10 有诸多技术改良，包含一更高效率的接收器，强化版的控制

操作系统和新设计的热能储存装置。

PS20 反射区共有 1255 面定日反射镜。每一镜面面积高达 120m^2 ，所有日光反射集中到 165m 高的发电塔端接受器，将蒸汽加热后送入涡轮机组。

接下来几年附近还将建造更多太阳能厂。包含低浓度和高浓度的发电装置，更多集热塔，甚至一些斯特林式引擎的发电镜。目前确定有 Solnova 1、3 和 4 共三座总计 150MW 的太阳能厂，将该区建造成世界最大的太阳能园区。

Ciemat 公司、IDEA 以及塞维利亚大学将合作建造管理园区，直到 2013 年完工，总计高达 300MW 供应塞维利亚城 180000 个家庭的用电。

PS10 和 PS20 两座太阳能热发电站比邻而坐，如图 5-11 所示(图中左起:PS10,PS20)。



图 5-11 PS10 和 PS20 两座太阳能热发电站比邻而坐

第 6 章 斯特林热发电系统

6.1 碟式太阳能热发电系统

碟式系统也称为盘式系统。碟式太阳能热发电系统的主要特征是采用盘状抛物面镜聚光集热器，其结构从外形上看类似于大型抛物面雷达特性。碟式系统主要由聚光器、接收器、跟踪控制系统等几个重要部分构成。系统借助于双轴跟踪，利用旋转抛物面反射镜，将入射的太阳辐射进行点聚集，其聚光比可以高达数百或数千倍，因而可以产生非常高的温度，聚光点的温度一般为 $500 \sim 1000^{\circ}\text{C}$ 。碟式太阳能热发电系统的原理如图 6-1 所示，图中箭头表示能量走向。

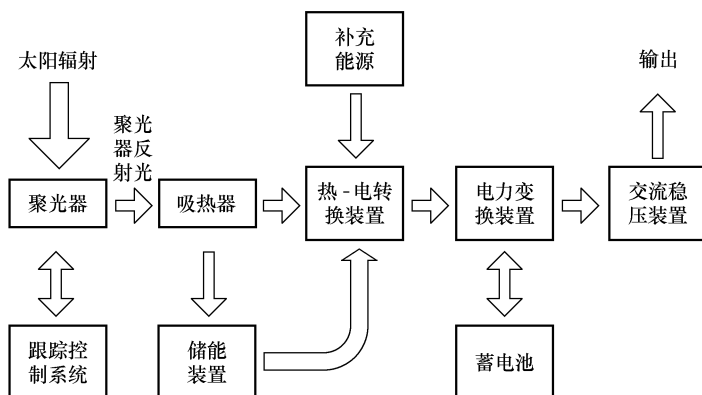


图 6-1 碟式太阳能热发电系统结构示意图

图 6-2 为一个典型的碟式太阳能热发电系统示意图，它利用双轴跟踪的碟式聚光器将太阳能聚集到吸热器上，将来自回热器的高压空气加热到 850°C ，然后进入燃气轮机做功，该回热循环燃气轮机的压比约为 2.5，当太阳能供应不足时，利用燃料进入燃烧室补燃，该系

统的太阳能净发电效率高达 30%。目前,这类系统单元容量多为 30~50kW,相对较小,而太阳能发电最高效率可达 29%,在同类发电方式中为最高。这种系统可以独立运行,它主要应用于分布式能源系统,组成分散的动力系统,也可以将多个系统组合,向电网供电。其也可作为无电偏远地区的小型电源,一般功率为 10~25kW,聚光镜直径约 10~25m;也可用于较大的用电户,把数台至数十台装置并联起来,组成小型太阳能热发电站。

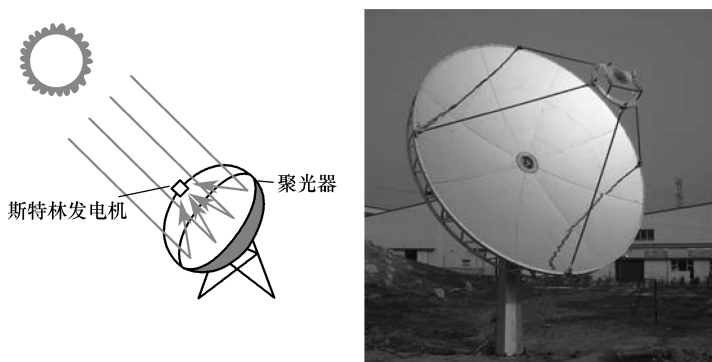


图 6-2 典型碟式发电系统

6.1.1 聚光器

聚光器是将来自太阳的平行光聚焦,以实现从低品位能到高品位能的转化。目前研究和应用较多的碟式聚光器主要有玻璃小镜面式、多镜面张膜式、单镜面张膜式等。

1. 玻璃小镜面式

这种聚光器将大量的小型曲面镜逐一拼接起来,固定于旋转抛物面结构的支架上,组成一个大型的旋转抛物面反射镜。如图 6-3 所示,美国麦道(McDonnell Douglas)公司开发的碟式聚光器即是采用这种形式,该聚光器总面积为 87.7m^2 ,由 82 块小的曲面反射镜拼合而成,输出功率为 90kW,几何聚光比为 2793,聚光效率可达 88% 左右。这类聚光器由于采用大量小尺寸曲面反射镜作为反射单元,可以达到很高的准确度,而且可以实现较大的聚光比,从而提高了聚光器的光学效率。

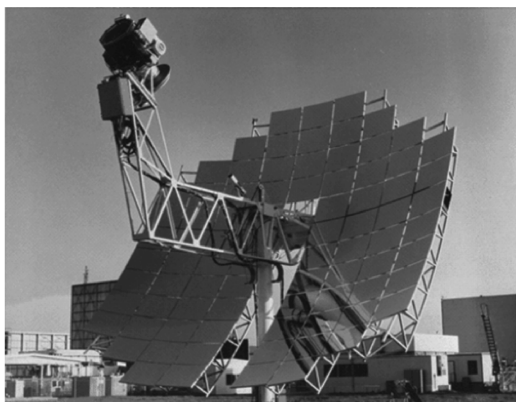


图 6-3 麦道公司开发的玻璃小镜面式聚光器

2. 多镜面张膜式

这种聚光器的聚光单元为圆形张膜旋转抛物面反射镜，将这些圆形反射镜以阵列的形式布置在支架上，并且使其焦点皆落于一点，从而实现高倍聚光。图 6-4 中的多镜面张膜式聚光器是由 12 个直径为 3m 的张膜反射镜组合而成的阵列，其反射镜面积为 85m^2 ，可提供 70kW 的功率用于热机运转发电。

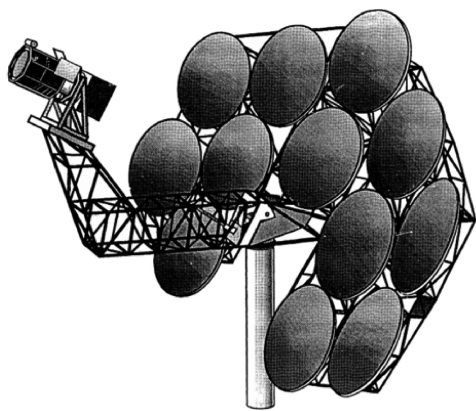


图 6-4 多镜面张膜式聚光器

3. 单镜面张膜式

如图 6-5 所示, 单镜面张膜式聚光器只有一个抛物面反射镜。它采用两片厚度不足 1mm 的不锈钢膜, 周围分别焊接在宽度约 1.2m 的圆环的两个端面。然后通过液压气动载荷将其中的一片压制成抛物面形状, 两层不锈钢膜之间抽成真空, 以保持不锈钢膜的形状及相对位置。由于是塑性变形, 所以很小的真空度即可达到保持形状的要求。

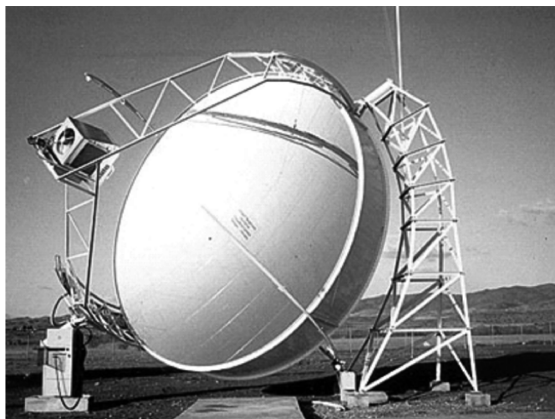


图 6-5 单镜面张膜式聚光器

由于单镜面和多镜面张膜式反射镜一旦成形后极易保持较高的准确度, 以及施工难度低于玻璃小镜面式聚光器, 因此得到了较多的关注。

6.1.2 接收器

接收器是碟式太阳能热发电系统的核心部件, 它包括直接照射式和间接受热式。前者是将太阳光聚集后直接照在热机的换热管上; 后者则通过某种中间媒介将太阳能传递到热机。目前接收器研究的重点为进一步降低接收器的成本以及提高接收器的可靠性和效率。

1. 直接照射式

太阳光直接照射到换热管上是碟式太阳能发电系统最早使用的太阳能接收方式。图 6-6 中的直接照射式接收器是将斯特林发动机的换热管簇弯制组合成盘状, 聚集后的太阳光直接照射到这个盘的表面

(即每根换热管的表面), 换热管内工作介质高速流过, 吸收了太阳辐射的能量, 达到较高的温度和压力, 从而推动斯特林发动机运转。



图 6-6 直接照射式接收器

由于斯特林换热管内高流速、高压力的 He 或 H_2 具有很高的换热能力, 使得直接照射式接收器能够实现很高的接收热流密度(约为 $75104\text{W}/\text{m}^2$)。但是, 由于太阳辐射强度具有明显的不稳定性, 以及聚光镜本身可能存在一定的加工准确度问题, 导致换热管上的热流密度呈现明显的不稳定与不均匀现象, 从而使多缸斯特林发动机中各气缸温度和热量供给的平衡问题难以解决。

2. 间接受热式

间接受热式接收器是根据液态金属相变换热性能机理, 利用液态金属的蒸发和冷凝将热量传递至斯特林热机的接收器。间接受热式接收器具有较好的等温性, 从而延长了热机加热头的寿命, 同时提高了热机的效率。在对接收器进行设计时, 可以对每个换热面进行单独的优化。这类接收器的设计工作温度一般为 $650 \sim 850^\circ\text{C}$, 工作介质主要为液态碱金属钠、钾或钠钾合金(它们在高温条件下具有很低的饱和蒸汽压力和较高的汽化潜热)。间接受热式接收器包括池沸腾接收器、热管式接收器以及混合式热管接收器等。

(1) 池沸腾接收器

池沸腾接收器通过聚集到吸热面上的太阳能加热液态金属池, 产生的蒸气冷凝于斯特林热机的换热管上, 从而将热量传递给换热管内

的工作介质，冷凝液由于重力作用又回流至液态金属池，即完成一个热质循环。池沸腾接收器结构简单，加工成本较低，适应性强，适合于在较大的倾角范围内运行，金属蒸气直接冷凝于热机换热管，效率较高，但要求工质的充装量较大，一旦发生泄漏将非常危险。液态金属传热特性特别是在交变热流密度条件下沸腾传热的特性，如沸腾不稳定性、热起动问题以及膜态沸腾和溢流传热引起的传热恶化等仍处于探索之中。

(2) 热管接收器

采用毛细吸液芯结构将液态金属均布在加热表面的热管接收器引起了研究者的重视。其中由美国 Thermar core 公司设计制造的热管接收器，设计容量为 25 ~ 120kW 可承受的热流密度为 $30 \times 10^4 \sim 55 \times 10^4 (\text{W}/\text{m}^2)$ ，受热面一般被加工成拱顶形，上面布有吸液芯，这样可以使液态金属均匀的分布于换热表面。吸液芯结构可有多种形式，如不锈钢丝网、金属毡等。分布于吸液芯内的液态金属吸收太阳能之后产生蒸气，蒸气通过热机换热管将热量传递给管内的工作介质，蒸气冷凝后的冷凝液由于重力作用又回流至换热管表面。由于液态金属始终处于饱和态，使得接收器内的温度始终保持一致，从而使热应力达到最小。研究表明，这种热管接收器相对于直接照射式接收器可以将碟式/斯特林系统的效率提高约 20%。此外，德国航空航天中心 (DLR) 也设计了一种新型的热管接收器。该接收器设计容量为 40kW，理论最高热流密度为 $54104 \text{W}/\text{m}^2$ 。之后 DLR 在第一代热管接收器研究的基础上又设计制造了第二代热管接收器。南京工业大学针对碟式太阳能热发电技术提出了一种组合式热管接收器。该接收器采用普通柱状高温热管做传热单元，使得接收器的成本和加工难度都显著降低，而可靠性却大幅提高。

(3) 混合式热管接收器

太阳能热发电系统若要连续而稳定的发电，必须考虑阳光不足时或夜间运行的能量补充问题，其解决方案有蓄热和燃烧两种。在碟式太阳能热发电系统中多采用燃料燃烧的方式来补充能量，即在原有的接收器上添加燃烧系统。混合式热管接收器就是由热管接收器改造而成的以气体燃料作为能量补充的接收器。DLR 开发出的第二代混合

式热管接收器，热管外筒直径为 360mm，内筒直径为 210mm，筒深为 240mm，材料为 Inconel625。吸液芯材料有两种选择，一种是 Inconel600 丝网，另一种则是由金属粉末高频等离子溅射制作的烧结芯。该接收器设计功率为 45kW，设计工作温度为 700 ~ 850℃。实验表明，使用该接收器的碟式系统，只利用太阳能时的热电效率为 16%，而联合运行时的热电效率为 15%。混合式热管接收器的开发有利于提高碟式太阳能热发电系统的适应性，实现连续供电，但是由于加入了燃烧系统，使得结构变得非常复杂，加工制造难度大大增加，同时成本大幅提高也是一个不容忽视的问题。

6.1.3 热机

在碟式太阳能热发电系统中，应依据热力循环方式选用不同的热机。碟式系统所采用的热力循环有斯特林循环、布雷顿循环两种，前者使用的热机为斯特林发动机，后者使用燃气轮机。除斯特林循环和布雷顿循环外，还有一些研究采用了其他热力循环方式，如采用朗肯循环的碟式发电系统，但都处于探索阶段。斯特林发动机是目前碟式太阳能热发电技术中研究和应用最多的一种。关于斯特林发动机的原理与应用将在后面的章节中涉及。

6.1.4 发展现状

在国外，已有多座碟式太阳能热发电站或示范系统建成并成功运行。由表 6-1 可见，美国、西班牙、德国等国家分别建立了从 9 ~ 25kW 的发电系统并且成功运行，这些示范系统中所采用的接收器均为直接照射式，这说明直接照射式接收器是最为成熟的接收器方案。

表 6-1 国外碟式太阳能热发电站或示范系统

项目	系统					
	M DAC	SES/Boeing	SunDish (2 代)	ADDMod2	DISTA L I + II	Euro Dish
年份	1984 ~ 1988	1998	1994	1999	1990 ~ 2000	2001
发电容量/kW	25	25	22	9	9	10
净效率	29 ~ 30	27	18 ~ 23	22	18 ~ 21	22

(续)

项目	系统					
	M DAC	SES/Boeing	SunDish (2代)	ADDsMod2	DISTA L I + II	Euro Dish
数量	6	3	3	2	9	2
国家 (地区)	美国	美国	美国	美国	西班牙、 德国	西班牙
运行 时间/h	12000	8350	N/A	N/A	40000	50
聚光器						
直径/m	10.57	10.57	12.25	8.8	7.5~8.5	8.5
类型	玻璃小 镜面式	玻璃小 镜面式	多镜面 张膜式	玻璃小 镜面式	单镜面 张膜式	单镜面 张膜式
反射镜 数目	82	82	16	24	1	12
发射 效率(%)	91	>90	>90	>90	94	94
会聚比	2800	N/A	N/A	N/A	3000	3000
运行 时间/h	175000	13200	N/A	N/A	100000	400
效率(%)	88.1	N/A	90		88	
热机						
制造单位	USAB	USAB/SES	STM	SOLO	SOLO	SOLO
型号	4-95Mk II	4-95	STM4-120	SOLO 161	V-160	SOLO-161
类型	联动式	联动式	联动式	联动式	联动式	联动式
功率/kW	25	25	20~25	10	9	10
工作气体	H ₂	H ₂	H ₂	He	He	He
压力/MPa	20	20	12	15	15	15

(续)						
项目	系统					
	M DAC	SES/Boeing	SunDish (2代)	ADDMod2	DISTA L I + II	Euro Dish
热机						
工作气体 温度/℃	720	720	720	650	650	650
累计运行 时间/h	80000	17900	N/A	80000	350000	80000
发电机 效率(%)	94	N/A	92 (设计)	94	94	94
斯特林循 环效率(%)	38.5	N/A	33.2 (设计)	33	30 ~ 32	33
接收器						
类型	直接照射	直接照射	直接照射	直接照射	直接照射	直接照射
净能流 密度/ (W/mm ⁻²)	0.78	0.78	0.75	1.10	1.30	1.10
采光孔径 /mm	200	200	220	150	120 ~ 150	150
工作温 度/℃	810	810	800	850	850	850
效率(%)	90	N/A	N/A	90	90	90

在国内，中国科学院电工研究所针对碟式太阳能热发电系统中的聚光器和跟踪控制系统进行了研究，并且建立了碟式太阳能热发电试验系统；中国科学院工程热物理所对用于碟式太阳能热发电系统的直接照射式接收器进行了一些模拟试验研究，分析了其热性能的影响因素。另外，南京工业大学开始针对用于高温太阳能热发电的热管接收器进行研究与开发。

6.2 斯特林发动机

目前碟式太阳能热发电技术中研究和应用最多的是斯特林循环,它是利用高温高压的 H_2 或 He 作为工质,斯特林发动机又叫热气机,是一种封闭式外燃机,在太阳能碟式发电系统中有着重要的应用,越来越受到人们的关注。

6.2.1 斯特林发动机简介

斯特林发动机属于外燃式往复发动机,与传统的内燃机的区别在于对封入内部的气体从外部进行加热和冷却,从而推动活塞往复做功。由于这一区别,斯特林发动机主要具备了以下几个方面的优点:

1) 燃料来源广。斯特林发动机对燃料的适应性很强,可用燃料除了煤、石油、天然气、化石燃料外,还包括太阳能、原子能、化学能,以及木材、秸秆等农林废弃物燃烧所放出来的能量。此外,斯特林发动机还可以用来回收各种分散或低品位的热能。

2) 热效率高。理想斯特林循环由两个等温过程和两个等容过程组成,其理论循环效率等于相同状态下的卡诺效率。实验表明,斯特林发动机的实际有效效率能达到 32% ~ 40%,最高可达 47%。

3) 排气污染小。由于斯特林发动机的燃烧过程是连续的,空气燃烧比的变化对效率和功率的影响都很小,所以斯特林发动机可以在足够的空气下运转,燃料的燃烧值比较高,与内燃机相比,大大降低了废气中 CO 、 HC 等有害气体的含量。

4) 噪声低。斯特林发动机没有气阀机构且工质在汽缸内的压力变化类似于正弦,并且没有燃烧产生的爆震和排气波,因而斯特林发动机运转比较平稳,噪声比较小。如 STM 生产的 50kW 的斯特林发动机,其裸机工作时在 1m 处的噪声低于 75dB。

5) 运转特性好。由于斯特林发动机中最大压力与最小压力之比一般小于 2,因此,其扭矩比较均匀、运转比较平稳。此外,斯特林发动机的超负荷能力强,在超负荷 50% 的情况下仍然能正常运转,相对于内燃机 5% ~ 15% 的超负荷能力具有更好的运转特性。

6) 结构简单、维修方便。斯特林发动机的结构简单,比内燃机少 40% 的零部件。例如,自由活塞式斯特林发动机只有三大部件(即

密封的气缸和两个活塞), 没有容易出故障的气阀机构、高压喷油系统和需要良好润滑的活塞环, 便于保养维修。

斯特林发动机通过采用不同的活塞形式、气缸组数和不同的驱动机构(曲轴、回转斜板等), 可组合成数十种发动机型式, 广泛作为各种机械的动力源。

关于斯特林发动机的推广应用方面, 主要有以下三个方向:

1) 用于热电联产。由于它对环境的污染小, 且预热容易回收方便, 效率高而又适用于各种燃料, 用于热电联产后可取得更好的效益。

2) 用于低能级余热回收利用。只要将燃烧器适当改进后便可利用其他热源, 这是内燃机难以办到的, 如利用于太阳能发电和带动水泵, 亦可考虑利用工厂中低温余热和地热。

3) 用于移动式动力源。将其小型化和轻量化, 并改善其控制性和适应性, 亦可作为车辆的发动机使用。

6.2.2 斯特林发动机的原理

我们从大家早已熟知的热力学中的理想循环——卡诺循环说起, 它是由四个相继发生的热力过程组成的, 即等温放热、绝热压缩、等温吸热和绝热膨胀。由理论分析得知, 在相同的温度界限内, 采用卡诺循环的热机具有最高的热效率。如果用两个等容过程代替两个绝热过程, 则由此得到的新循环由等温压缩、等容加热、等温膨胀、等容放热四个过程组成, 如图 6-7 所示。该循环在相同温限内可以得到比卡诺循环大得多的功量, 但热效率却比卡诺循环低。苏格兰人罗伯特·斯特林提出采用回热器以提高此循环的热效率。采用回热器时,

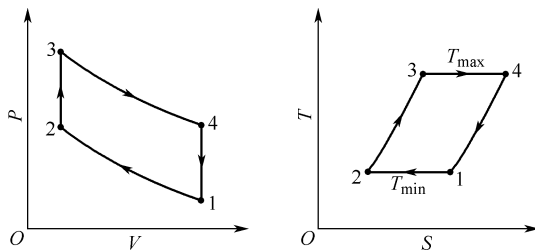


图 6-7 斯特林循环

在理想的情况下，把 4→1 定容放热过程放出的热能按不同温度储存起来，而在定容吸热过程中让工质依次吸收。于是在整个循环中，只有 3→4 等温吸热、1→2 等温放热过程和外界有热交换，若回热完全成功的话，则这种有回热措施的理想循环便和卡诺循环有同样的热效率，这就是热力学中阐述的概括性卡诺循环。这种有定容回热的概括性卡诺循环，也常称为斯特林循环。

采用正向斯特林循环工作的机器叫做斯特林发动机，或称为热气机；采用逆向斯特林循环工作的机器叫做斯特林制冷机或斯特林热泵。无论斯特林是正循环还是逆循环均可采用氢、氦、氮、空气、甘油等作为工质。由于斯特林发动机是外部燃烧闭式循环热机，理论热效率高，所以一百多年来，它始终吸引着广大热机工作者。在新材料、新技术不断发展而石油资源日益短缺的今日，能使用多种类型燃料的斯特林发动机又被各国政府及一些公司重新重视。

实现斯特林循环的发动机有较多的结构型式，常见的有配气活塞式、双活塞式、自由活塞式等类型。现以双活塞式发动机为例提供一简化的物理模型，说明实现斯特林循环的理想方法。如图 6-8 所示，在一个装有对置活塞的气缸中设置有回热器，把气缸分成二个空间。一个称为热缸，也叫膨胀缸；另一缸称为冷缸，也叫压缩缸。热缸中的活塞称为热缸活塞，热缸始终保持高温 $T_{\max}$ ；冷缸中的活塞称为冷缸活塞，冷缸始终保持低温 $T_{\min}$ 。回热器一般是由不锈钢丝网片构成的多孔基体，此处可抽象地认为它是一块“热力海绵”，它交替地吸热或放热，工质进行周期往复流动时进行热交换。同时，为分析问题方便起见，假设回热器无轴向导热，所以两端总维持温度梯度。

循环开始时，冷缸活塞处于外止点，热缸活塞处于内止点，紧靠回热器，如图 6-8 中的 1 位置所示。此时，可认为工质全部集中在冷缸中，工质的压力、温度均为最小值。

在等温压缩过程 1→2 中，热缸活塞在内止点不动，冷缸活塞由外止点向内止点移动，热缸活塞和冷缸活塞之间形成的工作腔，由 $V_1 = V_{\max}$ 减小到 $V_2 = V_{\min}$ 。此时，工质被压缩，因压缩而产生的热量通过缸壁传给环境，从而使工质温度保持不变。

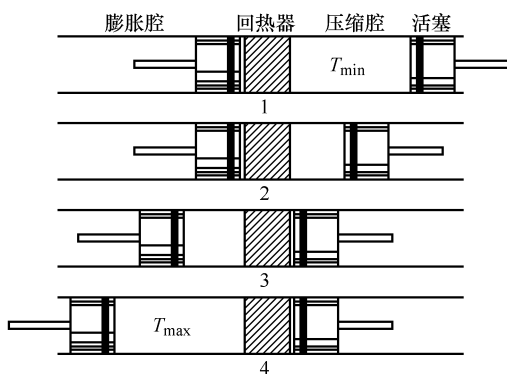


图 6-8 实现斯特林循环的理想方法

在等容加热过程 2→3 中,冷缸活塞运动到位置 2 以后,压力上升到 P_2 ,热缸活塞开始由内止点向外止点和冷缸活塞一起同步移动,以保持容积不变。工质通过回热器时吸热,温度上升到 $T_{\max}$,压力上升到 $P_{\max}$ 。此过程一直进行到冷缸活塞处于内止点,如图 6-8 中的 3 位置。

在等温膨胀过程 3→4 中,冷缸活塞移动到 3 位置后,在内止点处不动,热缸活塞继续左移,工质在热缸中从外部热源一面吸热一面膨胀,从而保持温度不变,但工质压力因膨胀做功而下降。这个过程一直进行到热缸活塞移动至外止点,如图 6-8 中的 4 位置。

在等容放热过程 4→1 中,从 4 位置开始,冷缸活塞和热缸活塞同步右移,使工作腔容积保持不变,从而实现等容过程。工质从热缸进入冷缸。工质通过回热器时,依次把不同温度的热能传给回热器基体,工质的温度从 $T_{\max}$ 下降到 $T_{\min}$ 。这个过程一直进行到热缸活塞移到内止点,回复到 1 位置。

以上分析均是理想情况,当周而复始地进行上述四个热力过程时,便是理想斯特林循环。

当然,理想循环是实际循环的高度概括和抽象,在实际工程中是不可能完全实现的。实际循环偏离理想循环的原因有许多,例如,第一,在双活塞式斯特林发动机中两个活塞都为扫到的部分形成了发动机的无益容积(也称为“死容积”),死容积的大小对发动机的性能有

着重要的影响；第二，压缩和膨胀过程难以达到等温，而且不能忽略气体动力摩擦损失；第三，实际应用中也不可能做到完全回热，即回热器效率不可能达到 100%；第四，对工质加热不仅发生在工质从回热器流向热缸的过程中，而且工质从热缸流向回热器的过程中也被加热，同样工质从回热器流向冷缸时，由于穿过冷却器也会被冷却；第五，活塞并不是缓慢地、间歇地运动，而是快速、连续地运动，再加上工质泄漏等多方面的原因，所以斯特林实际循环便严重地偏离斯特林理想循环了。

6.2.3 斯特林发动机的基本类型

斯特林发动机主要由压缩腔、加热器、回热器、冷却器和膨胀腔组成，根据工作空间和回热器的配置方式不同，可以分为 α 、 β 和 γ 三种基本类型。

α 型斯特林发动机的结构最简单，加热器、回热器、冷却器两侧配备了热活塞和冷活塞，热活塞负责工质的膨胀，冷活塞负责工质的压缩，当工质全部进入其中一个气缸时，一个活塞固定，另一个活塞压缩或膨胀工质。

β 型斯特林发动机在同一个气缸中配备了配气活塞和动力活塞，配气活塞负责驱动工质在加热器、回热器和冷却器之间流通；动力活塞负责工质的压缩和膨胀，当工质在冷区时压缩工质，当工质在热区时让工质膨胀。

γ 型斯特林发动机的动力活塞和配气活塞分别处于配气气缸和动力气缸内，配气活塞同样负责驱动工质流通，动力活塞单独完成工质的压缩和膨胀工作。理论上， γ 型双作用的斯特林发动机具有最高的机械效率，并且有很好的自增压效果。

6.3 碟式斯特林太阳能热发电系统的应用

斯特林发动机在太阳能热发电领域有着重要的应用。现代碟式太阳能热发电系统在 20 世纪 70 年代末到 20 世纪 80 年代初，首先由瑞典 US-AB 和美国 Advanco 公司、NASA 公司及 DOE 公司等开始研发，大都采用玻璃镀银聚光镜、管状直射式集热元件及 USAB4-95 型热气机。

1984年,美国的Advanco公司研制了一套25kW碟式斯特林热发电系统,其最高太阳能-电能转换效率达到29.4%。

以后,MDAC公司曾开发了8套碟式斯特林发电系统,净效率大于30%;后来,它将硬件和技术全部转让给了SEC公司;SEC公司于1986~1998年间进行了实验,年平均效率达到12%。

德国SBP公司于1984~1988年间建立了2套碟式太阳能发电系统,安装于沙特阿拉伯的利亚德附近,当入射太阳辐射度为 $1000\text{W}/\text{m}^2$ 时,净输出53kW,效率达23.1%。

进入20世纪90年代以后,美国和德国的某些企业和研究机构,在政府有关部门的资助下,用项目或计划的方式加速碟式系统的研发步伐,以推动其商业化进程。

美国“太阳能热发电计划”与Cummins公司合作,于1991年开始研发7kW碟式斯特林商用太阳能热发电系统。该碟式点聚焦集热器——斯特林发动机系统,是由许多镜子构成的抛物面反射镜组成,接收器在抛物面的焦点上,接收器内的传热工质被加热到 750°C 左右,驱动热力机带动发电机发电。5年共投资1800万美元。1996年Cummins公司向电力部门和工业用户共交付了7台系统,1997年生产25台系统以上,Cummins公司预计,自1998年起10年内可生产1000台以上。该系统适用于边远地区作为独立电站。美国“太阳能热发电计划”还同时开发了25kW的碟式发电系统。25kW是经济规模,因此成本更低,更适用于较大规模离网和并网应用,该装置于1996年在电力部门进行试验,1997年开始运行。这种系统光学效率高,启动损失小,年净效率高达29%,具有一定的优势。

2005年8月11日,SCE公司(Southern California Edison)和SES公司(Stirling Energy Systems, Inc)宣布签订20年采购协议,由SES公司在美国洛杉矶东北莫哈韦沙漠地区采用碟式斯特林发电系统建造一座500MW并逐步扩大到850MW的太阳能热发电站。该热发电站预计将由20000个碟式斯特林发电系统组成,占地 $4500\text{acre}^\ominus$,这是太

$\ominus$ $1\text{acre} = 4046.856\text{m}^2$, 后同。

阳能碟式斯特林发动机技术在商业发电领域第一次大规模应用。2005年10月12日,SES公司宣布与SDG&E公司(San Diego Gas&Electric)签订提供300~900MW太阳能电力合同,这大约是圣地亚哥地区现在太阳能发电能力的30倍。目前SAIC(The Science Applications International Corporation)又和美国Sandia国家实验室联合开发商用25kW太阳能热发电系统,计划在5年时间内分3个阶段将56座碟式斯特林发电系统安装和示范于全美各州电能利用基地。

附录 各类热发电聚光能流密度参考数据

1. 槽式

以 5.77m 开关宽度, 1.71m 焦距的槽式聚光镜为例, 假如其集热元件直径为 70mm(忽略集热元件的外玻璃层折射), 则其集热元件壁面的聚光强度如图 A-1 所示。其壁面聚光强度呈现非均匀性, 其导致的热应力效应会对集热元件产生潜在的损害隐患。

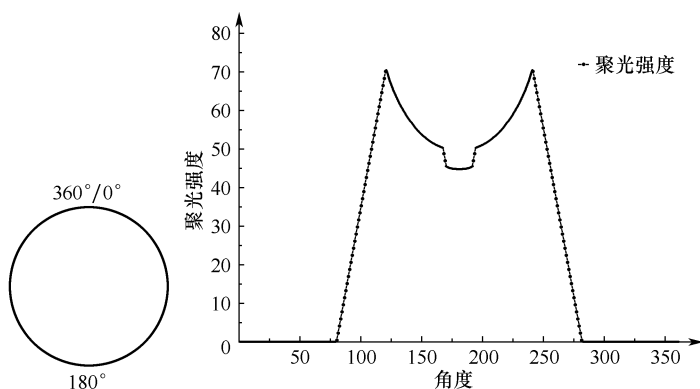


图 A-1 集热元件壁面能流密度分布曲线

2. 塔式

塔式热电站的多面定日镜距离集热塔的距离不同, 其所谓的余弦效应也不相同, 成百上千面定日镜在转动过程中存在各自的行程误差, 导致集热元件上的聚光强度分布不均, 且存在严重的动态现象, 如图 A-2 和 A-3 所示。这种严重的动态变化是工程中集热元件寿命设计、可靠性设计所需面临的重要问题。因为随机的热冲击会对集热器的金属管路产生严重的热应力, 进而导致金属疲劳。

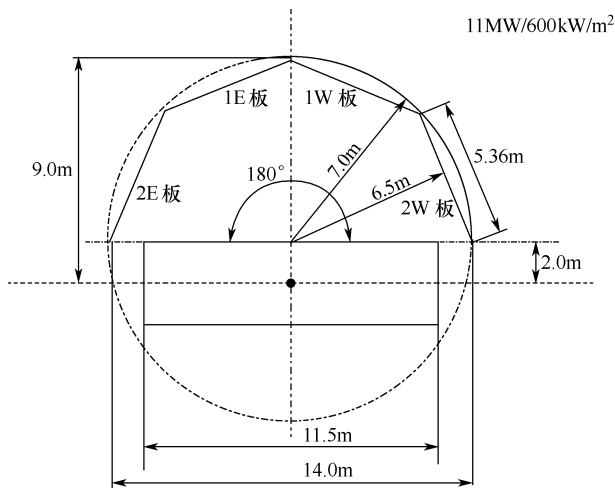


图 A-2 西班牙 PS10 塔式吸热器尺寸

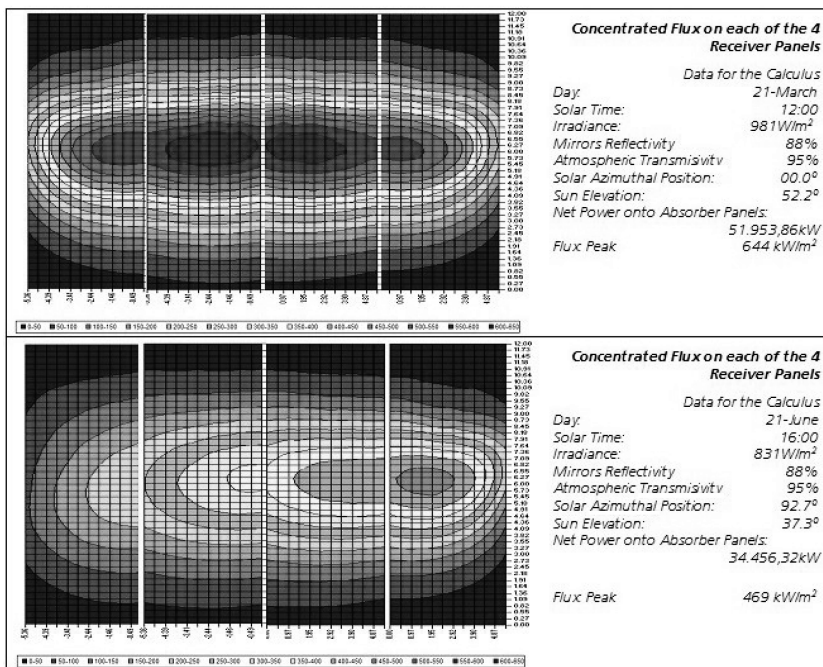


图 A-3 吸热器壁面辐照强度分布

3. 碟式

碟式集热器聚焦比一般较大, 可达 1000 倍, 由于集热器受光面积较小, 其壁面辐照强度的梯度变化最为剧烈, 如图 A-4 和 A-5 所



图 A-4 某典型碟式聚光测试靶

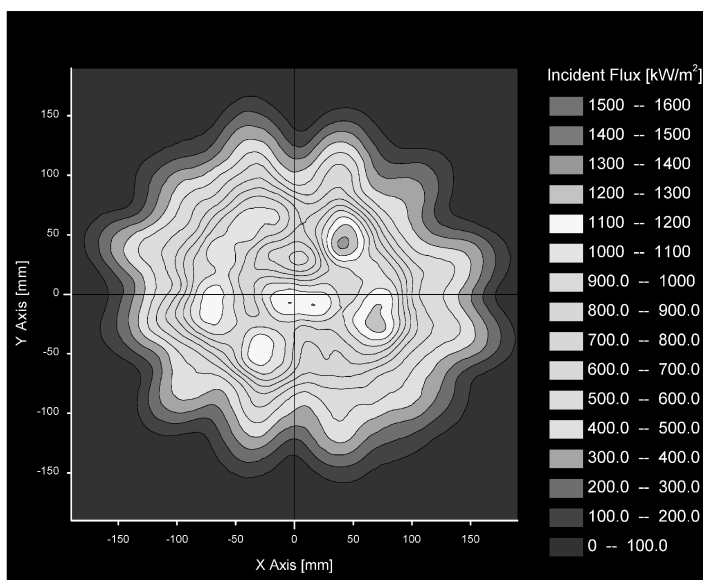


图 A-5 聚光强度分布

示。其聚光强度可在 10mm 的距离上产生 100 倍太阳的变化，考虑到重力和风载荷造成的聚光镜面型变化，这种不均匀分布会呈现一定的动态效果。碟式热发电的集热器的受光部件同样面临复杂的热冲击威胁。

参 考 文 献

- [1] 何梓年. 太阳能热利用[M]. 合肥: 中国科学技术大学出版社, 2008.
- [2] C. Kandilli, K. Ulgen. Review and modelling the systems of transmission concentrated solar energy via optical fibres[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 13, Issue 1, January 2009: 67-84.
- [3] Schlegel, G. O, et al. Analysis of a full spectrum hybrid lighting system[J]. Solar Energy, 2004, 76(4): 359-368.
- [4] Gordon JM, Feuermann D, Huleihil M. Solar fibre-optic mini-dish concentrators: first experimental results and field experience [J]. Solar Energy 2002, 72: 459-472.
- [5] Gordon JM, Feuermann D, Huleihil M. Laser surgical effects with concentrated solar radiation[J]. Appl Phys Lett 2002: 81-2653-2655.
- [6] Abdallah, S. and S. Nijmeh. Two axes sun tracking system with PLC control [J]. Energy Conversion and Management, 2004, 45(11-12): 1931-1939.
- [7] Mazen M. Abu-Khader, Omar O. Badran, Salah Abdallah. Evaluating multi-axes sun-tracking system at different modes of operation in Jordan[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 12 (2008): 864-873.
- [8] Cemil Sungur. Multi-axes sun-tracking system with PLC control for photovoltaic panels in Turkey[J]. Renewable Energy, 2009, 34: 1119-1125.
- [9] Blanco-Muriel, M. , et al. Computing the solar vector[J]. Solar Energy, 2001, 70(5): 431-441.
- [10] Yaoming Zhang. Sunlight tracking sensor and its use in full-automatic solar tracking and collecting device [M], United States Patent No. : US 6465766, 2002.
- [11] P. Roth, A. Georgiev, H. Boudinov. Design and construction of a system for sun-tracking[J]. Renewable Energy, 2004, 29: 393-402.
- [12] Roth P, Georgiev A, Boudinov H. Cheap two axis sun following device[J]. Energy conversion and management, Vol. 46 No. 7: 1179-1192.
- [13] F. R. Rubio, M. G. Ortega, F. Gordillo, et al. Application of new control strategy for sun tracking[J]. Energy Conversion and Management, Volume 48, Issue 7, July 2007: 2174-2184.
- [14] Sebastijan Seme, Gorazd Stumberger, A novel prediction algorithm for solar an-

- gles using solar radiation and Differential Evolution for dual-axis sun tracking purposes[J]. Volume 85, Issue 11, 2011: 2757-2770.
- [15] Yusuf Oner, Engin Cetin, Harun Kemal Ozturk, et al. Design of a new three-degree of freedom spherical motor for photovoltaic-tracking systems[J]. Renewable Energy, Volume 34, Issue 12, 2009: 2751-2756.
- [16] Hossein Mousazadeh, Alireza Keyhani, Arzhang Javadi, et al. A review of principle and sun-tracking methods for maximizing solar systems output[J]. Volume 13, Issue 8, 2009: 1800-1818.
- [17] 中国太阳能学会. 太阳能热利用的理论基础[M]. 中国太阳能学会, 1981.
- [18] 章熙民, 等. 传热学[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1973.
- [19] 内蒙古电力勘测设计院. 内蒙古 50MW 槽式太阳能热发电特许权示范项目可研(初设)方案介绍[R]. 2011.
- [20] 刘森元. 太阳的周日视运动[J]. 太阳能利用, 1978, 2: 2-3.

机械工业出版社新能源系列部分精品图书

代号	书 名	定价
31775	风电场并网稳定性技术	58
31911	风力发电系统	49
39016	太阳能物理	78
25829	风力机控制系统原理、建模及增益调度设计	30
29593	风力发电机组设计	35
10187A	风力发电机组的控制技术 第二版	28
31800	太阳能光伏并网发电及其逆变控制	58
30209	太阳赐予的生物质——不产生 CO2 的未来能源	28
31253	风、太阳和海洋——清洁的自然能源	30
14023	风电场工程技术手册	88
32494	风力发电的模拟与控制	58
34207	风能原理、风资源分析及风电场经济性	58
35295	太阳能光伏发电系统	69.8
35522	可再生能源系统：100% 可再生能源解决方案的选择与模型	59.8
35540	碳捕获与封存	98
37304	绿色照明知识读本	29.8
28958	袋式除尘技术手册	88
37398	袋式除尘器设计指南	88
34944	可再生能源的转换、传输和存储	78
38715	氢与氢能	99.8

编著图书推荐表

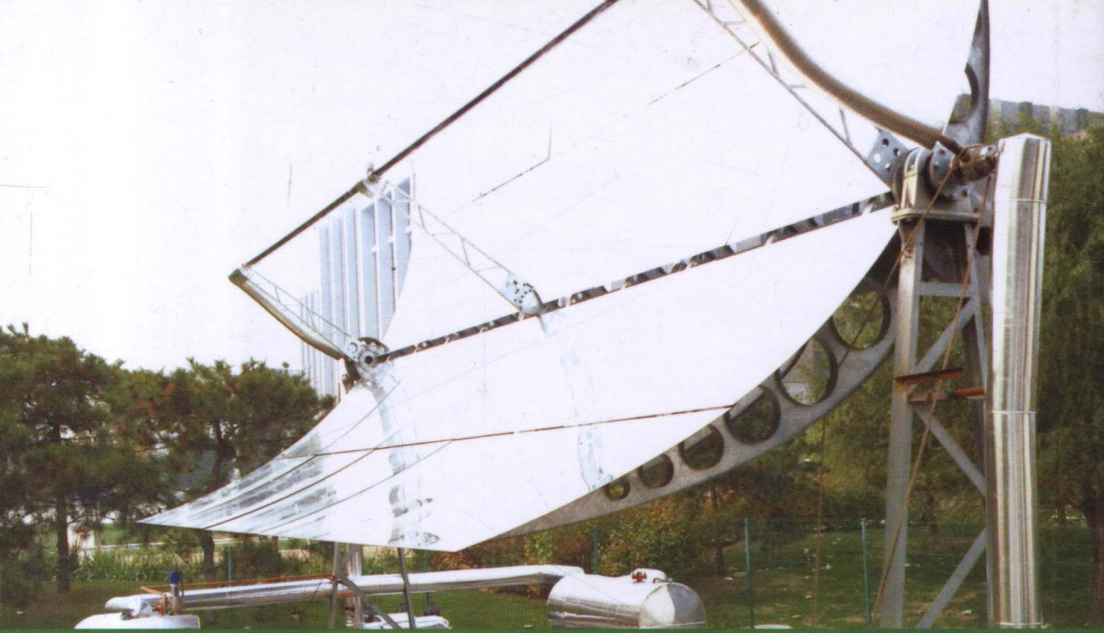
姓名		出生年月		职称/职务		专业	
单位				E-mail			
通讯地址						邮政编码	
联系电话			研究方向及教学科目				
个人简历(毕业院校、专业、从事过的以及正在从事的项目、发表过的论文)							
您近期的写作计划有:							
您认为目前市场上最缺乏的图书及类型有:							

地址: 北京市西城区百万庄大街 22 号 机械工业出版社 电工电子分社

邮编: 100037 网址: www.cmpbook.com

联系人: 张俊红 电话: 13520543780 010-68326336(传真)

E-mail: buptzjh@163.com(可来信索取本表电子版)



TAIYANGNENG RE FADIANZHAN

地址:北京市百万庄大街22号

邮政编码:100037

电话服务

社服务中心:010-88361066

销售一部:010-68326294

销售二部:010-88379649

读者购书热线:010-88379203

网络服务

教材网: <http://www.cmpedu.com>

机工官网: <http://www.cmpbook.com>

机工官博: <http://weibo.com/cmp1952>

封面无防伪标均为盗版

上架指导 工业技术 / 新能源

ISBN 978-7-111-39898-1

策划编辑◎张俊红 / 封面设计◎马精明

ISBN 978-7-111-39898-1



9 787111 398981 >

定价: 35.00元